



**TUGAS AKHIR - TF 141581**

**ANALISIS PEMANFAATAN GEOTHERMAL BRINE  
UNTUK PEMBANGKITAN LISTRIK DENGAN  
MENGUNAKAN HEAT EXCHANGER**

**ALOYSIUS AFRIANDI  
NRP. 2413 100 127**

Dosen Pembimbing  
Dr. Ridho Hantoro, ST, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



***FINAL PROJECT - TF 141581***

## **GEOHERMAL BRINE UTILIZATION ANALYSIS FOR POWER GENERATING USING HEAT EXCHANGER**

**ALOYSIUS AFRIANDI  
NRP. 2413 100 127**

**Supervisor  
Dr. Ridho Hantoro, ST, MT.**

**DEPARTEMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS AKHIR**

**ANALISIS PEMANFAATAN GEOTHERMAL BRINE  
UNTUK PEMBANGKITAN LISTRIK DENGAN  
MENGUNAKAN HEAT EXCHANGER**

Oleh:

Aloysius Afriandi  
NRP. 2413 100 127

Surabaya, 20 Juli 2017

Menyetujui,  
Dosen Pembimbing I



Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T.  
NIPN. 19761223 200501 1 001

Mengetahui,  
Ketua Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.  
NIPN. 19740902 200312 1 002

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**LEMBAR PENGESAHAN**  
**ANALISIS PEMANFAATAN GEOTHERMAL BRINE**  
**UNTUK PEMBANGKITAN LISTRIK DENGAN**  
**MENGGUNAKAN HEAT EXCHANGER**





**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :  
**ALOYSIUS AFRIANDI**  
NRP. 2413 100 127

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ridho Hantoro, ST, MT.
2. Ir. Rokmono, MT.
3. Ir. Harsono Hadi, MT, PhD.
4. Lizda Johar Mawarni, ST, MT.

  
.....(Pembimbing I)  
  
.....(Penguji I)  
  
.....(Penguji II)  
  
.....(Penguji III)

**SURABAYA**  
**JULI 2017**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



# **ANALISIS PEMANFAATAN *GEOTHERMAL BRINE* UNTUK PEMBANGKITAN LISTRIK DENGAN MENGUNAKAN *HEAT EXCHANGER***

**Nama Mahasiswa** : Aloysius Afriandi  
**NRP** : 2413100127  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ridho Hantoro, ST, MT.

## **Abstrak**

*Geothermal* atau panas bumi merupakan salah satu sumber energi yang tergolong ke dalam jenis energi baru dan terbarukan. Dalam pemanfaatannya, proses pembangkitan listrik panas bumi pada PLTP dengan sumber panas bumi dengan entalpi tinggi seringkali membuang cairan panas bumi atau *brine*. *Brine* ini sendiri memiliki potensi termal dari 148-173 °C sehingga masih berpotensi untuk dijadikan energi dalam pembangkitan dengan menggunakan siklus biner. Siklus biner sendiri merupakan siklus pembangkitan listrik yang dalam prosesnya menggunakan bantuan fluida sekunder atau fluida kerja bertitik didih rendah untuk mengoptimalkan *vapor* yang dihasilkan oleh fluida sekunder tersebut dengan panas yang tersedia. Fluida kerja yang digunakan dalam penelitian ini antara lain R134a, n-pentana, dan isobutana. Dari ketiga jenis fluida kerja tersebut didapatkan bahwa n-pentana merupakan fluida kerja yang paling baik jika ditinjau dari daya yang dihasilkan yaitu sebesar 14980 kW dan ditinjau dari efisiensi eksergetiknya yaitu 68,7%.

**Kata kunci:** panas bumi, *brine*, siklus biner, efisiensi eksergetik

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **GEOHERMAL BRINE UTILIZATION ANALYSIS FOR POWER GENERATING USING HEAT EXCHANGER**

**Student Name** : Aloysius Afriandi  
**NRP** : 2413100127  
**Department** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Supervisor** : Dr. Ridho Hantoro, ST, MT.

### **Abstract**

*Geothermal is one of the energy sources which is a new and renewable energy source. In its utilization, geothermal power generating process in PLTP with high enthalpy often dispose the geothermal liquid known as brine. Brine itself has thermal potential from 148-173 °C so that it is still potential to be utilized as the energy in power generating process using binary cycle. Binary cycle is a power generating cycle which in its process it's using the help of secondary fluid or working fluid with low boiling point characteristic to optimize the vapor produced from the fluid with the help of the available thermal. The working fluids which are used in this experiment are R134a, n-pentane, and iso-butane. From these three working fluids it is concluded that n-pentane is the best working fluid reviewed by the power that is generated which is 14980 kW and reviewed by its exergetic efficiency which is 68,7%.*

**Keywords:** *geothermal, brine, binary cycle, exergetic efficiency*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Baik dan Maha Pengasih karena berkat rahmat dan kasih setia-Nya penulis dapat menyelesaikan laporan penelitian tugas akhir yang berjudul *“Analisis Pemanfaatan Geothermal Brine untuk Pembangkitan Listrik dengan Menggunakan Heat Exchanger”*.

Pengerjaan penelitian juga tidak lepas dari dukungan banyak pihak. Oleh sebab itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ir. Togu Sihombing, Anastasia Sitta, Laurentius Febrianto, Elizabeth Martha, Herlina, dan segenap keluarga besar yang senantiasa mendukung dan mendoakan.
2. Dr. Ridho Hantoro, ST, MT. selaku dosen pembimbing yang senantiasa memotivasi, mendidik, dan memberikan bimbingan dalam menyelesaikan penelitian.
3. Gunawan Nugroho, ST, MT, PhD. selaku Kepala Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan dan sekaligus dosen wali yang memberikan dukungan dalam menyelesaikan penelitian.
4. Agus Muhammad Hatta, ST, MSi, PhD. selaku Ketua Departemen Teknik Fisika ITS.
5. Ibu dan Bapak Dosen Teknik Fisika ITS yang senantiasa memberikan ilmu dan didikan selama berkuliah.
6. Rekan-rekan seperjuangan tugas akhir Rekayasa Energi.
7. Teman-teman selama berkuliah di kampus ITS.
8. Rekan-rekan Himpunan Mahasiswa Teknik Fisika ITS.
9. Teman-teman Ngenté.
10. Teman-teman Keluarga Mahasiswa Katolik St. Ignatius ITS.
11. Teman-teman kontrakan Wisma Permai.

Jika dalam penulisan laporan masih terdapat kekurangan, maka saran dan kritik sangat diharapkan. Semoga laporan ini dapat menjadi kebaikan dan dapat digunakan sebagaimana mestinya.

Surabaya, Juni 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	v
LEMBAR PENGESAHAN .....	vii
ABSTRAK .....	ix
ABSTRACT .....	xi
KATA PENGANTAR .....	xiii
DAFTAR ISI .....	xv
DAFTAR GAMBAR .....	xvii
DAFTAR TABEL .....	xix
BAB I .....	1
PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Geothermal (Panas Bumi) .....	5
2.2 Geothermal Brine .....	7
2.3 Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi .....	8
2.4 Analisis Termodinamika pada Proses Konversi .....	10
2.5 Siklus Biner .....	14
2.6 Komponen Siklus Biner .....	18
2.7 Heat Exchanger .....	22
2.8 Organic Rankine Cycle .....	24
2.9 Pemilihan Fluida Kerja .....	27
2.10 Analisis Eksergi .....	29
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	35
3.1 Studi Literatur .....	36
3.2 Analisis Eksergi Brine .....	36
3.3 Analisis Eksergi Brine .....	37
3.4 Simulasi HYSYS .....	39
3.5 Penulisan Laporan .....	44
3.6 Penarikan Kesimpulan .....	44
3.7 Finalisasi Laporan .....	45

BAB IV.....	46
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....	47
4.1 Analisis Eksergi.....	47
4.2 Analisa hasil Cooling Load .....	53
4.3 Siklus Biner dengan Pre Heater (R134a).....	59
4.4 Analisis Termal Pembangkit .....	61
5.1 Kesimpulan .....	69
5.2 Saran.....	69
DAFTAR PUSTAKA.....	71
LAMPIRAN .....	73
BIODATA PENULIS.....	79



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Skema panas bumi .....	6
Gambar 2. 2 Grafik perbandingan emisi CO <sub>2</sub> pada energi baru terbarukan.....	7
Gambar 2. 3 PLTU dan PLTP .....	9
Gambar 2. 4 Skema PLTP .....	10
Gambar 2. 5 Diagram T-s PLTP .....	11
Gambar 2. 6 Skema cooling tower .....	14
Gambar 2. 7 Skema siklus biner 1 .....	15
Gambar 2. 8 Skema siklus biner 2.....	16
Gambar 2. 9 Skema siklus biner 3.....	16
Gambar 2. 10 Diagram P-h siklus biner .....	17
Gambar 2. 11 Sumur dan separator .....	18
Gambar 2. 12 Evaporator .....	19
Gambar 2. 13 Turbin .....	20
Gambar 2. 14 Kondensor.....	21
Gambar 2. 15 Diagram T-q heat exchanger .....	23
Gambar 2. 16 Evaporator dan preheater .....	25
Gambar 2. 17 Turbin .....	26
Gambar 2. 18 Sistem kondensasi ORC .....	27
Gambar 2. 19 Diagram T-s fluida kerja.....	28
Gambar 2. 20 PFD untuk analisis eksergi .....	33
Gambar 3. 1 Flowchart penelitian .....	35
Gambar 3. 2 Setup fluida pada HYSYS .....	39
Gambar 3. 3 Setup fluid package pada HYSYS.....	40
Gambar 3. 4 Setup model pembangkitan .....	40
Gambar 3. 5 Setup evaporator .....	41
Gambar 3. 6 Setup properti brine .....	42
Gambar 3. 7 Setup properti fluida kerja .....	43
Gambar 3. 8 Setup turbin .....	44
Gambar 4. 1 Diagram grassmann PLTP.....	48
Gambar 4. 2 Diagram grassmann siklus biner R134a .....	49
Gambar 4. 3 Diagram grassmann PLTP.....	50
Gambar 4. 4 Diagram grassmann siklus biner n-pentane.....	51
Gambar 4. 5 Diagram grassmann PLTP.....	52

Gambar 4. 6 Diagram grassmann siklus biner isobutane .....	53
Gambar 4. 7 Grafik perbandingan fluida kerja.....	59

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Properti Termodinamika Beberapa Fluida Kerja untuk Siklus Biner .....	28
Tabel 2. 1 Properti Termodinamika Beberapa Fluida Kerja untuk Siklus Biner .....	28
Tabel 2. 2 Properti Lingkungan dan Kesehatan Fluida Kerja .....	29
Tabel 4. 1 Laju Eksergi R134a.....	47
Tabel 4. 2 Rugi Eksergi R134a .....	47
Tabel 4. 3 Laju Eksergi n-pentana.....	49
Tabel 4. 4 Rugi Eksergi n-pentana .....	49
Tabel 4. 5 Laju Eksergi isobutana .....	51
Tabel 4. 6 Rugi Eksergi isobutana.....	51
Tabel 4. 7 Data Simulasi R134a (150 °C) .....	53
Tabel 4. 8 Data Simulasi R134a (160 °C) .....	54
Tabel 4. 9 Data Simulasi R134a (170 °C) .....	54
Tabel 4. 10 Data Simulasi n-pentana (150 °C).....	55
Tabel 4. 11 Data Simulasi n-pentana (160 °C).....	55
Tabel 4. 12 Data Simulasi n-pentana (170 °C).....	56
Tabel 4. 13 Data Simulasi isobutana (150 °C) .....	57
Tabel 4. 14 Data Simulasi isobutana (160 °C) .....	57
Tabel 4. 15 Data Simulasi isobutana (170 °C) .....	57
Tabel 4. 16 Data Simulasi Siklus Biner Pre Heater (R134a) .....	60
Tabel 4. 17 Laju Eksergi Siklus Pre Heater (R134a) .....	61
Tabel 4. 18 Rugi Eksergi Siklus Pre Heater (R134a).....	61



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Panas bumi atau *geothermal* merupakan salah satu sumber energi baru terbarukan yang terbentuk di dalam kerak bumi. Di Indonesia sendiri, sumber energi *geothermal* tergolong cukup potensial. Kategori *geothermal* yang terdapat di Indonesia sendiri tergolong ke dalam kategori entalpi menengah hingga entalpi tinggi. Dengan demikian, *geothermal* dapat dijadikan salah satu alternatif pembangkitan listrik untuk mendukung peningkatan rasio elektrifikasi di Indonesia.

Dalam proses pembangkitan listrik PLTP, panas bumi langsung dieksploitasi dan dimanfaatkan tekanannya untuk memutar turbin setelah melalui *separator* dan *demister*. Panas bumi sendiri dikatakan sumber energi baru dan terbarukan karena fluida sisa dari panas bumi baik itu hasil separasi pada separator atau fluida sisa hasil kerja dalam siklus pembangkitan diinjeksikan kembali ke dalam *reservoir* agar *reservoir* dapat kembali menampung panas bumi untuk kembali dieksploitasi. Meski demikian, fluida yang telah dipisahkan dengan uap pada separator masih mengandung potensi termal hingga 70 MW. Fluida tersebut dinamai *brine*.

*Brine* sendiri seperti yang telah dijelaskan sebelumnya merupakan produk hasil separasi uap pada *separator*. Pada kategori panas bumi berentalpi tinggi, temperatur dari *brine* sendiri bisa mencapai 150<sup>0</sup>C. Dengan temperatur tersebut, *brine* masih berpotensi untuk dijadikan sumber energi pembangkitan dalam skala kecil.

Untuk kategori *geothermal* pada lokasi Jawa Barat sendiri dan yang akan dijadikan objek penelitian, temperatur *brine* dari sumur adalah 173 <sup>0</sup>C dengan *mass flow rate* 252 kg/s dan entalpi sekitar 732,4 kJ/kg. Pada kondisi seperti ini, energi termal yang dapat dihasilkan mencapai 184,6 MW termal. (Purwaningsih, F., 2016)

Pada beberapa negara yang memanfaatkan panas bumi sebagai energi pembangkit, *brine* hanyalah dianggap sebagai produk buangan dan tidak termasuk ke dalam siklus pembangkitan secara langsung. Di samping masalah-masalah lingkungan, masalah lain yang dihadapi oleh industri pembangkitan PLTP adalah masyarakat sekitar tidak merasakan dampak yang cukup signifikan mengingat resiko pencemaran lingkungan yang tinggi. Listrik yang dihasilkan pada kebanyakan industri PLTP sendiri langsung dijual untuk dialirkan ke kota-kota besar sehingga masyarakat sekitar tidak merasakan keuntungan eksploitasi panas bumi secara langsung.

Bagi industri, menginjeksikan *brine* langsung ke reservoir tentunya lebih mudah dan tidak beresiko. Namun, dengan begitu potensi termal dari *brine* sendiri menjadi sia-sia. Padahal jika saja *brine* dimanfaatkan untuk pembangkitan dalam skala kecil, mungkin saja dapat digunakan untuk masyarakat sekitar. Industri pembangkitan pun tidak akan dirugikan mengingat ketika temperatur dari *brine* telah berhasil diekstraksi, fluida sisanya akan tetap diinjeksikan ke *reservoir* sehingga manajemen dan *treatment* dari *reservoir* akan tetap terjaga.

Proses yang dapat dilakukan untuk pembangkitan sendiri adalah dengan mengekstraksi termal dari *brine* dengan *heat exchanger* (HE). Dengan mengekstraksikan termal dari *brine*, termal tersebut kemudian akan memanaskan fluida kerja yang kemudian akan dialirkan ke turbin. Setelah digunakan untuk proses pembangkitan, fluida sisa kemudian akan kembali diinjeksikan ke reservoir sebagai upaya manajemen *reservoir* panas bumi.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka permasalahan-permasalahan yang dapat dirumuskan, antara lain:

1. Bagaimana potensi termal *brine* panas bumi dapat digunakan sebagai sumber energi pembangkitan skala kecil?
2. Bagaimana fluida kerja yang paling baik untuk siklus pembangkitan ORC dengan *geothermal brine*?
3. Bagaimana analisis eksergi pada siklus pembangkitan dalam pemanfaatan *geothermal brine* tersebut?

## 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dilaksakannya penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pemanfaatan potensi dari *brine* panas bumi sebagai sumber energi pembangkitan skala kecil.
2. Mengetahui fluida kerja yang paling baik untuk siklus pembangkitan ORC dengan *geothermal brine*.
3. Mengetahui analisis eksergi pada siklus pembangkitan dalam pemanfaatan *geothermal brine*.

## 1.4 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan penyelesaian masalah pada penelitian ini adapun beberapa batasan masalah adalah sebagai berikut:

1. *Brine* yang digunakan adalah *brine* dari *geothermal* dengan kategori entalpi tinggi.
2. Penelitian dilakukan dengan simulasi dengan menggunakan software Aspen HYSYS V8.8.
3. Sifat-sifat termofisika dari fluida kerja diperoleh dari REFPRO

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



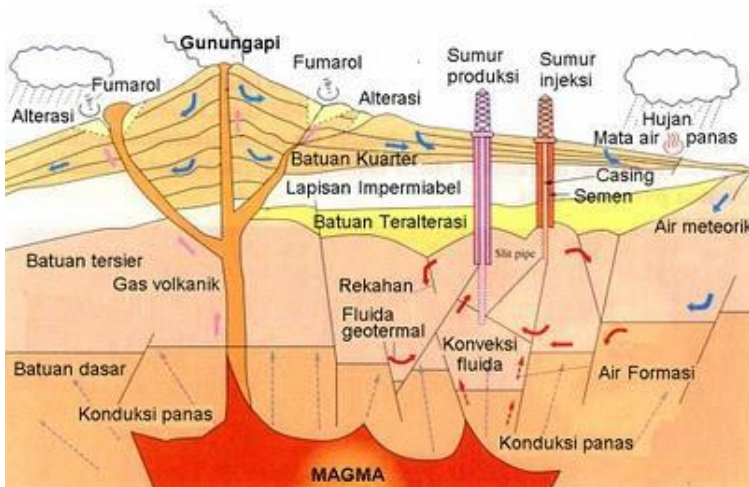
## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 *Geothermal* (Panas Bumi)**

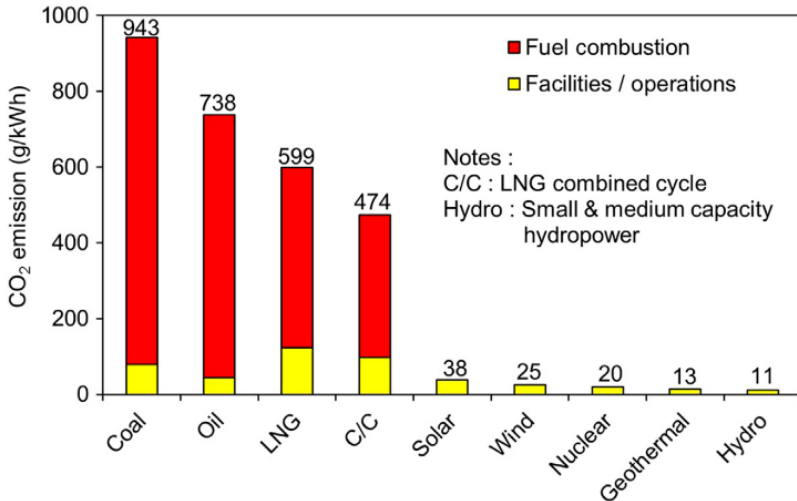
*Geothermal* atau panas bumi merupakan energi panas yang tersimpan di dalam kerak bumi. Energi ini telah dimanfaatkan sejak tahun 1913 oleh Italia dan sejak 1958 oleh Selandia Baru. Panas bumi sendiri secara umum dibagi menjadi 2 jenis kategori penggunaan Yang pertama adalah *direct use* atau digunakan secara langsung dan yang kedua adalah *power generation* atau pembangkitan (Saptadji, N., 2009). Penggunaan secara langsung biasanya meliputi pemanasan air, pengeringan hasil panen, penghangatan rumah kaca, penghangatan kolam ikan, dsb. Sementara untuk pembangkitan sendiri, penggunaan panas bumi memiliki keuntungan yaitu efisiensi yang tinggi. Di samping itu, panas bumi sendiri tergolong ke dalam jenis energi baru dan terbarukan. (Setiawan, B., 2009)

Sumber energi ini dikategorikan sebagai energi baru dan terbarukan karena *geothermal* merupakan energi alami dan sumbernya hampir tidak bisa habis. Selain itu, dibandingkan dengan sumber energi baru dan terbarukan yang lain *geothermal* cenderung lebih stabil, memiliki densitas yang tinggi, dan tidak terpengaruh oleh waktu dan cuaca. Panas bumi juga dapat dikategorikan sebagai sebagai sumber energi yang berkelanjutan karena ketika panas bumi dieksploitasi, terdapat fluida yang dapat diinjeksikan kembali ke dalam perut bumi.



**Gambar 2. 1** Skema panas bumi

Sumber energi ini dikategorikan sebagai sumber energi hijau karena emisi  $\text{CO}_2$  yang dihasilkan sangat kecil dimana  $\text{CO}_2$  sendiri merupakan salah satu faktor penyebab pemanasan global. Kegiatan-kegiatan yang menghasilkan emisi  $\text{CO}_2$  seperti *mining*, *plant construction*, *fuel transport*, *refining*, *plant operations and maintenance*, dan pembakaran dalam proses pembangkitan geothermal hanyalah 1-3% dibandingkan pembangkitan lain yang menggunakan batu bara, minyak, dan gas alam.



**Gambar 2. 2** Grafik perbandingan emisi CO<sub>2</sub> pada energi baru terbarukan

Di Indonesia sendiri, penggunaan sumber energi panas bumi telah dilakukan sebagai salah satu daya dukung terhadap rasio elektrifikasi nasional. Di Indonesia sendiri, kategori dari panas buminya cukup baik yaitu kategori entalpi menengah hingga entalpi tinggi.

## 2.2 Geothermal Brine

*Geothermal brine* atau *brine* panas bumi merupakan prodak hasil proses separasi panas bumi pada *separator*. Pada umumnya, *brine* langsung diinjeksikan kembali ke *reservoir* sebagai upaya manajemen *reservoir* untuk dapat kembali siap untuk menampung panas bumi. Hal tersebut dilakukan untuk mengurangi resiko yang mungkin terjadi dengan dimanfaatkannya *brine* tersebut. Tidak sedikit pula potensi termal yang terkandung pada *brine* dimanfaatkan untuk *direct use* seperti pemanasan air, pengeringan, penghangatan rumah kaca, dsb. Meski demikian, potensi termal yang dimiliki oleh *brine* dari panas bumi dengan entalpi tinggi

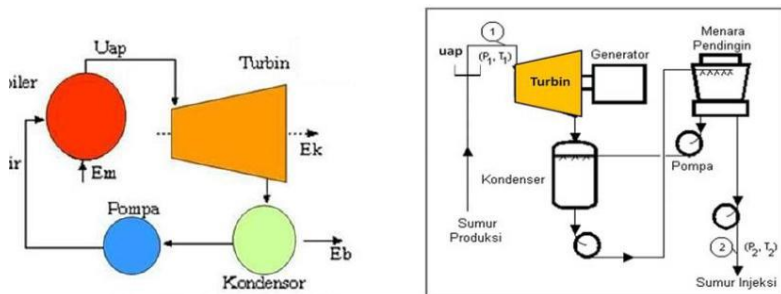
dapat dimanfaatkan untuk pembangkitan listrik dengan bantuan fluida kerja.

Adapun kandungan di dalam brine antara lain Karbon Dioksida ( $\text{CO}_2$ ), Hidrogen Sulfida ( $\text{H}_2\text{S}$ ), Ammonia ( $\text{NH}_3$ ), Methana ( $\text{CH}_4$ ), Sodium Klorida ( $\text{NaCl}$ ), Boron (B), Arsenic (Ar), dan Mercury (Hg), sehingga berpotensi tinggi pula untuk kerusakan lingkungan.

### **2.3 Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi**

Seperti yang telah disebutkan sebelumnya bahwa energi panas bumi di Indonesia pada umumnya dikategorikan sebagai sistem dengan temperatur tinggi ( $>225^\circ\text{C}$ ), namun beberapa juga dikategorikan ke dalam sistem dengan temperature menengah ( $125\text{-}225^\circ\text{C}$ ). Kedua kategori ini memiliki potensi untuk dijadikan sumber energi pada pembangkitan listrik hanya saja metode yang digunakan berbeda. Untuk panas bumi dengan kategori temperatur tinggi, metode pembangkitan yang digunakan adalah dengan *single/double flash* sementara untuk panas bumi dengan kategori menengah digunakan metode pembangkitan siklus biner.

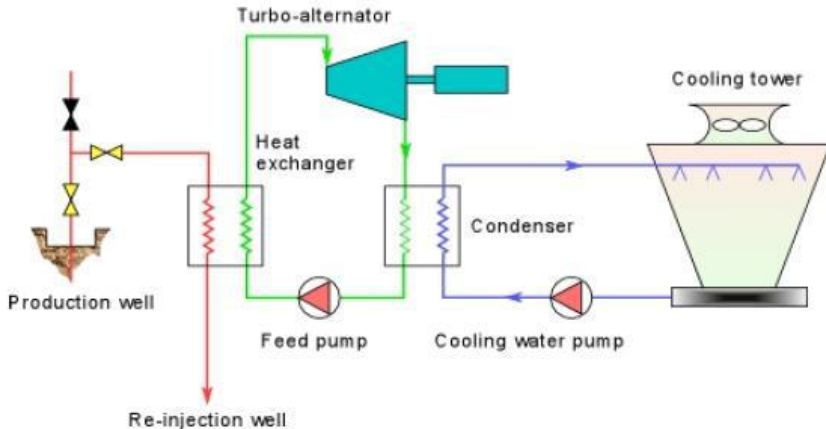
Secara umum, Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP) memiliki prinsip yang sama dengan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Hanya saja, pada PLTU uap dihasilkan di atas permukaan bumi dan berasal dari proses pada *boiler*, sementara pada PLTP uap berasal dari perut bumi. Jika fluida yang keluar dari *reservoir* panas bumi berupa uap, maka uap langsung dialirkan ke turbin untuk menghasilkan listrik.



**Gambar 2. 3** PLTU dan PLTP

Apabila fluida yang keluar dari reservoir berupa fluida dengan dua fasa (*brine* dan *steam*) maka terlebih dahulu fluida harus dikondisikan melalui proses separasi untuk memperoleh uap kering dari fluida tersebut dan kemudian digunakan untuk menggerakkan turbin.

Seperti yang telah disebutkan sebelumnya bahwa metode yang digunakan untuk memanfaatkan panas bumi dengan kategori menengah adalah dengan siklus biner (*binary cycle*). Pada sistem ini prinsip yang digunakan adalah prinsip Siklus Rankine Organik (*Organic Rankine Cycle*) dimana digunakan fluida sekunder (*isobutane*, *isopropane*, dan *isopentane*) untuk dipanaskan oleh fluida panas bumi sebelum pada akhirnya vapor dari fluida sekunder tersebut digunakan untuk menggerakkan turbin. Fluida sekunder ini digunakan untuk memanfaatkan sifat dari fluida tersebut yaitu titik didih yang rendah sehingga tidak diperlukan sumber panas yang tinggi untuk mengubah fasa dari fluida sekunder tersebut. Proses pemindahan panas sendiri digunakan dengan bantuan Penukar Panas (*Heat Exchanger*). Pada siklus ini digunakan juga prinsip kondensasi untuk menghasilkan suatu siklus yang berkelanjutan.



**Gambar 2. 4** Skema PLTP

## 2.4 Analisis Termodinamika pada Proses Konversi

Pada proses konversi energi dalam pembangkitan dengan menggunakan sumber energi panas bumi, digunakan analisis termodinamika dengan prinsip konservasi energi dan konservasi massa sesuai dengan Hukum Pertama Termodinamika:

$$\Delta U = Q - W \quad (2.1)$$

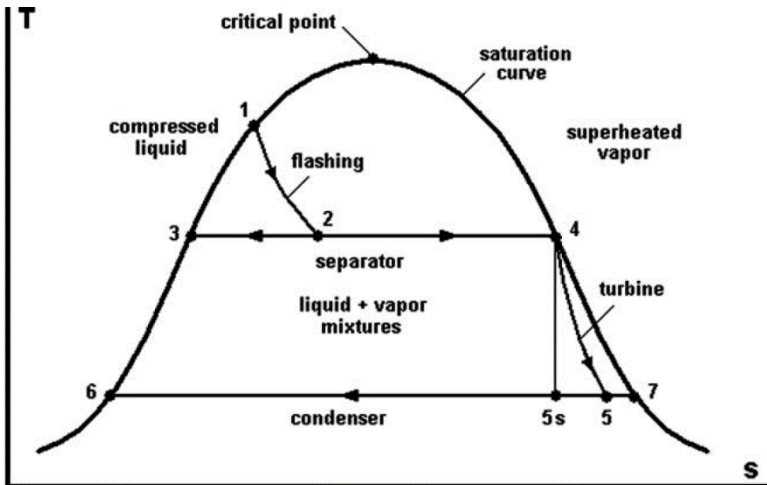
$\Delta U$  = perubahan yang terjadi pada energi dalam (kJ)

$Q$  = kalor yang ditambahkan pada sistem (kJ)

$W$  = kerja yang dihasilkan oleh sistem (kW)

- **Diagram T-s**

Seluruh proses yang bekerja pada suatu sistem dengan prinsip termodinamika dapat dianalisis dengan mudah dengan mengamati keadaan termodinamikanya pada setiap titik. Analisis tersebut dapat dilakukan dengan menggunakan diagram T-s.



Gambar 2. 5 Diagram T-s PLTP

- **Proses *Flashing***

Urutan proses pembangkitan pada PLTP dimulai pada titik 1 pada gambar 2.5 dimana proses tersebut merupakan proses *flashing*. Proses yang terjadi dalam proses *flashing* merupakan proses isentalpik karena proses tersebut terjadi secara tunak, spontan, dan adiabatik dengan tanpa adanya kerja yang terlibat. Sehingga persamaan pada proses ini dapat dinyatakan dengan

$$h_1 = h_2 \quad (2.2)$$

$h$  = entalpi (kJ/kg)

- **Proses Separasi**

Pada proses separasi atau pemisahan yang terjadi pada separator, proses ini terjadi dalam keadaan tekanan yang tetap atau isobarik. Kualitas atau kekeringan dari fluida dari hasil separasi ini dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$x_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_4 - h_3} \quad (2.3)$$

$x$  = fraksi *steam*

$h$  = entalpi (kJ/kg)

dengan menggunakan persamaan ini dapat diperoleh fraksi massa dari campuran fluida *geothermal* dan jumlah *steam* yang memasuki turbin pada besaran aliran massa.

- **Proses Ekspansi pada Turbin**

Setelah melalui proses separasi atau pemisahan, *steam* akan memasuki proses ekspansi pada turbin untuk menghasilkan kerja. Kerja yang dihasilkan pada turbin per satuan massa aliran *steam* diperoleh dengan persamaan

$$W = h_4 - h_5 \quad (2.4)$$

$W$  = kerja yang dihasilkan (kW)

$h$  = entalpi (kJ/kg)

persamaan tersebut digunakan dengan mengasumsikan tidak ada *heat loss* yang terjadi dan mengabaikan energi potensial dan energi kinetik fluida yang memasuki dan meninggalkan turbin. Maksimum kerja yang dapat dihasilkan oleh turbin adalah apabila turbin beroperasi secara adibatik dan reversibel atau dalam kondisi entropi konstan (isentropik). Pada gambar 2.5 dapat dilihat bahwa pada titik 4-5s merupakan proses ideal pada turbin. Sementara untuk menganalisis efisiensi isentropik pada turbin digunakan persamaan

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_{5s}}{h_4 - h_{5s}} \quad (2.5)$$

$\eta_t$  = efisiensi isentropik turbin

$h$  = entalpi (kJ/kg)

sementara untuk menganalisis daya yang dihasilkan oleh turbin digunakan persamaan

$$\dot{W}_t = \dot{m}_s w_t = x_2 \dot{m}_{\text{total}} w_t \quad (2.6)$$

$\dot{W}_t$  = daya yang dihasilkan turbin (kW)

$\dot{m}$  = mass flow rate (kg/s)

$x$  = fraksi *steam*

persamaan tersebut menyatakan daya mekanik yang dihasilkan oleh turbin secara kotor. Sementara untuk daya elektrik kotor akan sama dengan daya turbin dikalikan dengan efisiensi generator sehingga



$$\dot{W}_e = \eta_g \dot{W}_t \quad (2.7)$$

$\dot{W}_e$  = daya elektrik (kW)

$\eta_g$  = efisiensi generator

- **Proses Kondensasi**

Setelah *steam* memasuki turbin dan menghasilkan daya pada turbin, *steam* akan mengalami proses kondensasi pada kondensor. Kinerja dari sistem kondensasi ini dapat dianalisis dengan menggunakan persamaan

$$\dot{m}_{cw} = x_2 \dot{m}_{total} \frac{h_5 - h_6}{\bar{c} \Delta T} \quad (2.8)$$

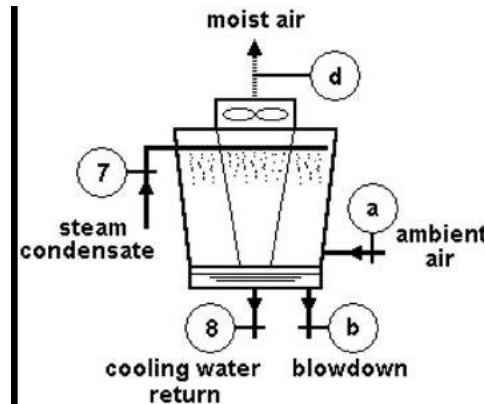
$\dot{m}_{cw}$  = mass flow rate air pendingin (kg/s)

$\bar{c}$  = kalor spesifik konstan dari air pendingin (J/gK)

$\Delta T$  = selisih temperatur pada titik ( $^{\circ}\text{C}$ )

- **Proses Cooling Tower**

Cooling tower atau menara pendingin didesain untuk mengakomodir beban panas dari *condensing steam*.



**Gambar 2. 6** Skema cooling tower

Pada gambar 2.6 kondensat *steam* yang dipompakan dari kondensor disemprotkan ke dalam Menara dimana terdapat udara yang mengalir yang dapat menarik panas dengan adanya komponen kipas pada puncak menara tersebut. Proses yang terjadi melibatkan perpindahan panas dan massa antara udara dan fluida. Kinerja pada menara pendingin dapat dianalisis dengan persamaan

$$\dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_a h_a + \dot{m}_b h_b \quad (2.9)$$

$\dot{m}$  = mass flow rate (kg/s)

$h$  = entalpi (kJ/kg)

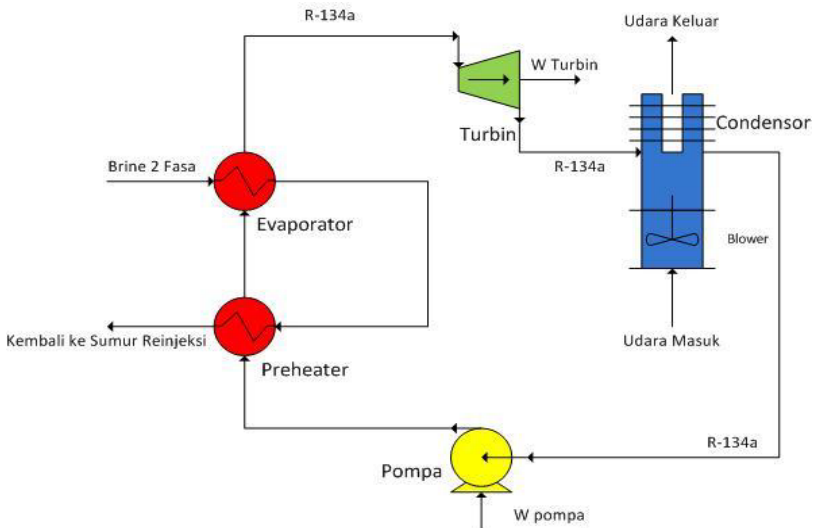
persamaan tersebut digunakan dengan menggunakan asumsi bahwa aliran dalam kondisi tunak dan dalam kondisi adiabatik.

## 2.5 Siklus Biner

Siklus biner merupakan salah satu siklus dalam memanfaatkan fluida geothermal untuk pembangkitan listrik. Siklus Biner secara menggunakan fluida sekunder sehingga dikatakan biner. Fluida sekunder atau fluida kerja yang digunakan didasarkan atas karakteristik termodinamika yang dimilikinya. Fluida sekunder yang digunakan umumnya memiliki sifat yaitu titik didih yang rendah dan lebih rendah dari air. Fluida sekunder atau fluida kerja yang umum digunakan adalah hidrokarbon seperti isopentana atau refrigeran lainnya. Secara umum proses yang

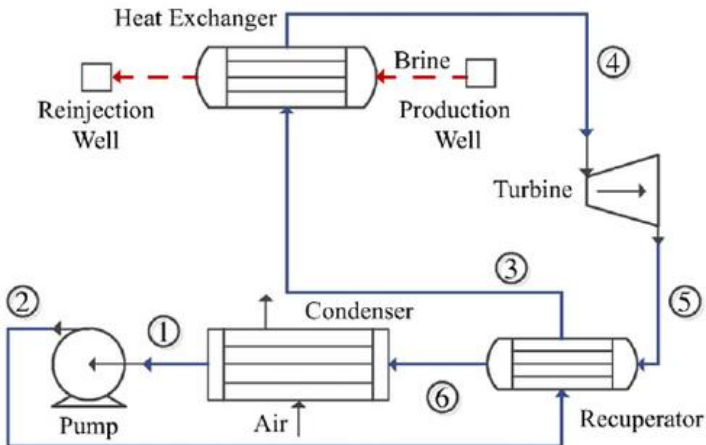
dialami oleh fluida kerja adalah menerima panas dari fluida geothermal, terevaporasi, terekspansi, hingga terkondensasi untuk kembali menerima proses evaporasi pada siklus. Fluida panas bumi yang telah digunakan untuk memanaskan fluida kerja tersebut kemudian diinjeksikan kembali ke dalam *reservoir*. Pada siklus ini, tidak ada gas buang ke atmosfer.

Siklus ini pertama kali digunakan di Rusia tepatnya di Kota Petropavlovsk pada tahun 1967. Pembangkit tersebut mampu menghasilkan daya listrik hingga 670 kW sehingga cukup untuk kebutuhan satu desa kecil. Pembangkit tersebutlah yang menjadi dasar bukti pemanfaatan siklus ini hingga hari ini.

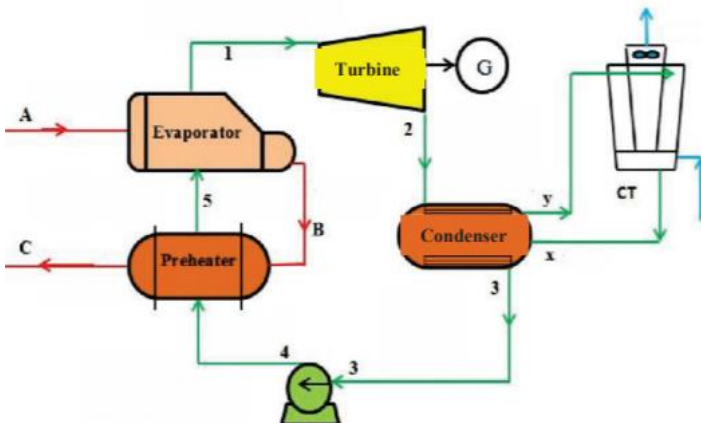


**Gambar 2. 7** Skema siklus biner 1

Pada umumnya siklus biner digunakan untuk pembangkitan yang hanya memiliki temperatur pada kisaran 150 °C karena jika dimanfaatkan dengan siklus *flash steam* atau siklus pada umumnya, pemanfaatan dari panas dari fluida geothermal tidak akan menjadi maksimal.

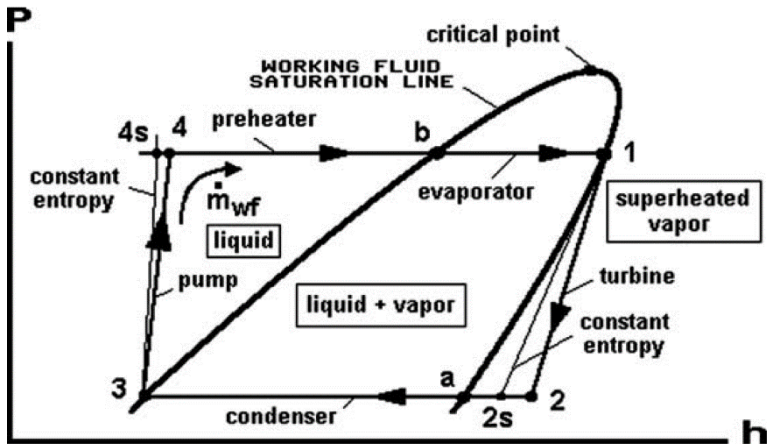


**Gambar 2. 8** Skema siklus biner 2



**Gambar 2. 9** Skema siklus biner 3

Pada gambar 2.7, gambar 2.8, dan gambar 2.9 merupakan skema sederhana dari siklus biner dimana pada siklus ini proses evaporasi terjadi pada *heat exchanger* menggantikan proses *flashing* pada siklus *flash steam* atau siklus PLTP pada umumnya. Pada gambar 2.7 ini dapat dilihat alur sederhana pada siklus biner, dimana *brine* dengan 2 fasa memasuki komponen *evaporator* untuk kemudian memindahkan panasnya ke fluida sekunder atau fluida kerja. Sementara pada gambar 2.8 terdapat komponen *recuperator* yang merupakan komponen *regenerative preheater*. Fluida kerja yang telah terevaporasi sehingga sudah dalam bentuk vapor kemudian memasuki turbin untuk proses ekspansi dan menghasilkan kerja. Setelah vapor dari fluida kerja mengalami proses ekspansi, kemudian fluida kerja mengalami proses kondensasi pada komponen kondensor untuk kembali ke dalam fasa cair dan menerima proses evaporasi kembali. Sementara fluida geothermal kembali menuju ke sumur reinjeksi.



Gambar 2. 10 Diagram P-h siklus biner

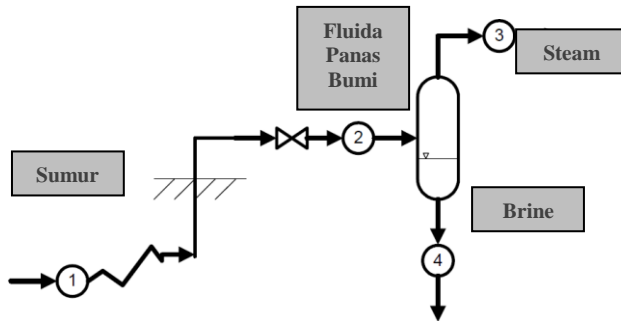
Proses-proses termodinamika yang telah disebutkan di atas dapat dilihat pada diagram P-h siklus biner pada gambar 2.10. Diagram P-h sendiri memang banyak digunakan untuk menganalisis siklus-siklus refrigerasi atau pengondisian udara,

tetapi diagram ini juga sangat baik dalam penyajian informasi siklus biner.

## 2.6 Komponen Siklus Biner

Pada proses pembangkitan pada PLTP, komponen-komponen yang terlibat adalah komponen-komponen berikut:

- **Sumur dan Separator**

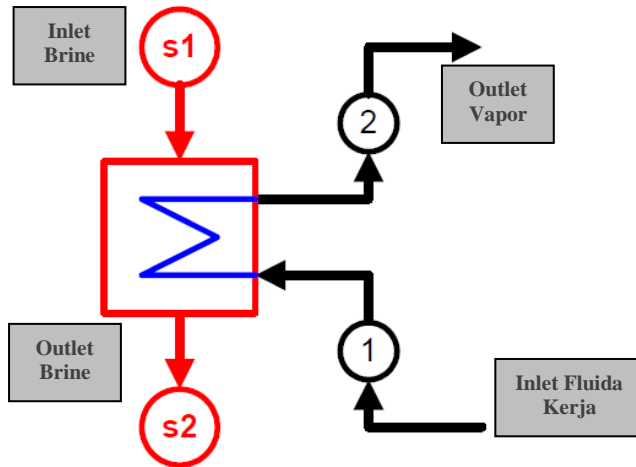


**Gambar 2. 11** Sumur dan separator

Dalam proses pembangkitan pada PLTP, sumur dan separator adalah komponen-komponen pertama pada proses keseluruhan. Bagian 1 merupakan sumur, bagian 2 merupakan jalur masuk dari fluida yang berasal dari sumur yang masih berupa fluida campuran antara uap dan air. Pada bagian 3 merupakan keluaran berupa uap dan bagian 4 merupakan buangan separator berupa *brine*.

### 2.6.1 Evaporator

Evaporator sendiri digunakan hanya pada sistem siklus biner.



**Gambar 2. 12** Evaporator

Evaporator sendiri berfungsi sebagai penukar panas yang hasilnya berupa *vapor* dari fluida sekunder yang digunakan. Bagian s1 sendiri merupakan inlet dari fluida panas bumi, sementara s2 merupakan outlet dari fluida panas bumi. Sedangkan bagian 1 merupakan inlet dari fluida sekunder dan bagian 2 adalah *vapor* dari fluida sekunder yang dihasilkan melalui proses penukaran panas pada *evaporator*.

Dalam evaporator, panas yang dilepas dari fluida panas bumi haruslah sama dengan panas yang diterima oleh fluida kerja.

$$\dot{m}(h_{s1} - h_{s2}) = \dot{m}_{\text{fluida kerja}}(h_2 - h_1) \quad (2.10)$$

$\dot{m}$  = mass flow rate brine (kg/s)

$h_{s1}$  = entalpi dari *inlet brine* (kJ/kg)

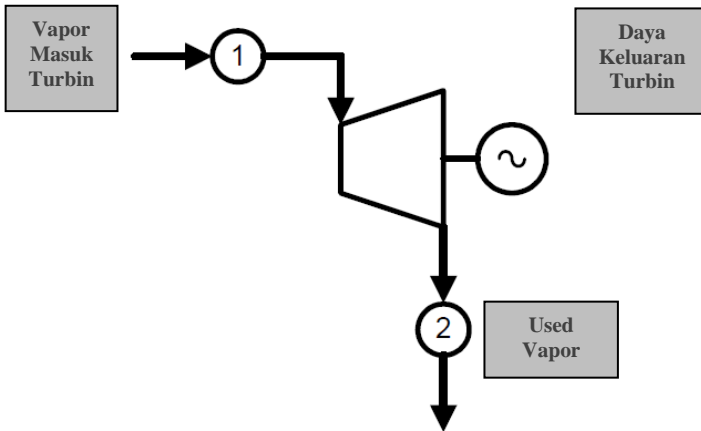
$h_{s2}$  = entalpi dari *outlet brine* (kJ/kg)

$h_1$  = entalpi dari *inlet* fluida kerja (kJ/kg)

$h_2$  = entalpi dari *outlet* fluida kerja (kJ/kg)

### 2.6.2 Turbin

Pada komponen turbin sendiri, peristiwa yang terjadi adalah perubahan entalpi uap menjadi kerja pada poros turbin yang kemudian kerjanya akan digunakan untuk menghasilkan listrik oleh generator.



**Gambar 2. 13 Turbin**

Turbin dapat dikatakan ideal ketika turbin memenuhi kriteria untuk dapat dikatakan isentropik. Turbin isentropik adalah kondisi dimana entropi dari vapor yang masuk adalah sama dengan entropi yang keluar. Efisiensi isentropik dari turbin sendiri ditentukan dari jenis dan karakteristik dari turbin itu sendiri.

Dengan mengabaikan energi potensial dan energi kinetik serta mengasumsikan bahwa proses terjadi dalam kondisi tunak dan adiabatik, kinerja dari turbin pada siklus biner dapat dianalisis dengan menggunakan persamaan

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) = \dot{m}_{wf}\eta_t(h_1 - h_2) \quad (2.11)$$

$\dot{W}_t$  = daya yang dihasilkan turbin (kW)

$\dot{m}_{wf}$  = *mass flow rate* fluida kerja (kg/s)

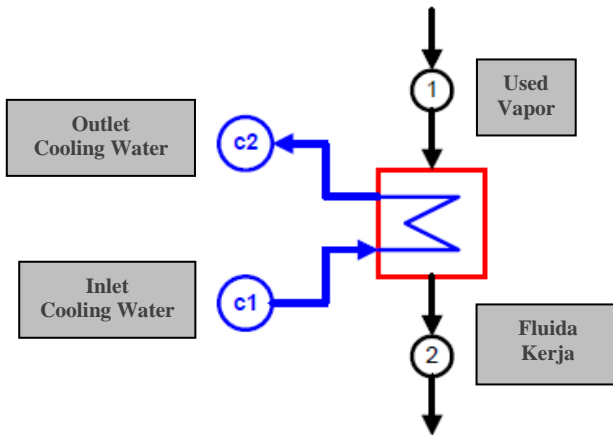
$\eta_t$  = efisiensi isentropik turbin



Proses ekspansi yang terjadi pada turbin menghasilkan uap keluaran yang mengandung cairan.

### 2.6.3 Kondensor

Pada komponen ini, proses yang terjadi adalah proses kondensasi dimana proses ini dibutuhkan agar siklus dapat berjalan secara berkelanjutan.



**Gambar 2. 14** Kondensor

Pada kondensor sendiri fluida yang dikondensasikan adalah fluida berupa vapor yang telah digunakan untuk menghasilkan kerja pada turbin. Kondensasi dilakukan untuk mengubah fasa dari vapor tersebut kembali menjadi cair untuk kembali digunakan pada siklus.

Pada dasarnya prinsip yang digunakan oleh kondensor adalah prinsip penukar panas. Dimana fluida kerja haruslah melepaskan panas ke media pendingin.

Dalam menganalisis kinerja dari kondensor, digunakan persamaan

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) \quad (2.12)$$

$\dot{Q}_c$  = Kalor (kJ)

$\dot{m}_{wf}$  = *mass flow rate* dari fluida kerja (kg/s)

$h$  = entalpi (kJ/kg)

hubungan antara laju aliran fluida kerja dengan *cooling water* dapat dinyatakan dalam persamaan

$$\dot{m}_{cw}(h_{c1} - h_{c2}) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) \quad (2.13)$$

$\dot{m}_{cw}$  = *mass flow rate cooling water* (kg/s)

$\dot{m}_{wf}$  = *mass flow rate* dari fluida kerja (kg/s)

$h$  = entalpi (kJ/kg)

## 2.7 Heat Exchanger

*Heat exchanger* merupakan piranti penukar panas yang dapat digunakan untuk memanfaatkan atau mengambil panas dari suatu fluida untuk dipindahkan ke fluida lain. *Heat exchanger* prinsipnya ada dua yaitu memanaskan suatu fluida dingin atau mendinginkan fluida yang panas. Tipe *heat exchanger* yang banyak digunakan adalah tipe *shell and tube* dan tipe *double pipe*.

*Heat exchanger* yang paling banyak digunakan adalah *heat exchanger* jenis *shell and tube* karena *shell and tube heat exchanger* dapat digunakan pada kondisi tekanan tinggi dan suhu yang tinggi terutama pada proses industri, selain itu banyak digunakan karena industri membutuhkan jumlah *hairpin double pipe* yang cukup banyak. Tipe ini melibatkan *tube* sebagai komponen utamanya. Salah satu fluida mengalir di dalam *tube*, sedangkan fluida lainnya mengalir di luar *tube*. Pipa-pipa *tube* didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan *shell*, sedemikian rupa sehingga pipa-pipa *tube* tersebut berada sejajar dengan sumbu *shell*. Komponen-komponen utama dari *heat exchanger* tipe *shell and tube* adalah *shell*, *nozzles*, *channels*, *channels covers* dan *baffles*.

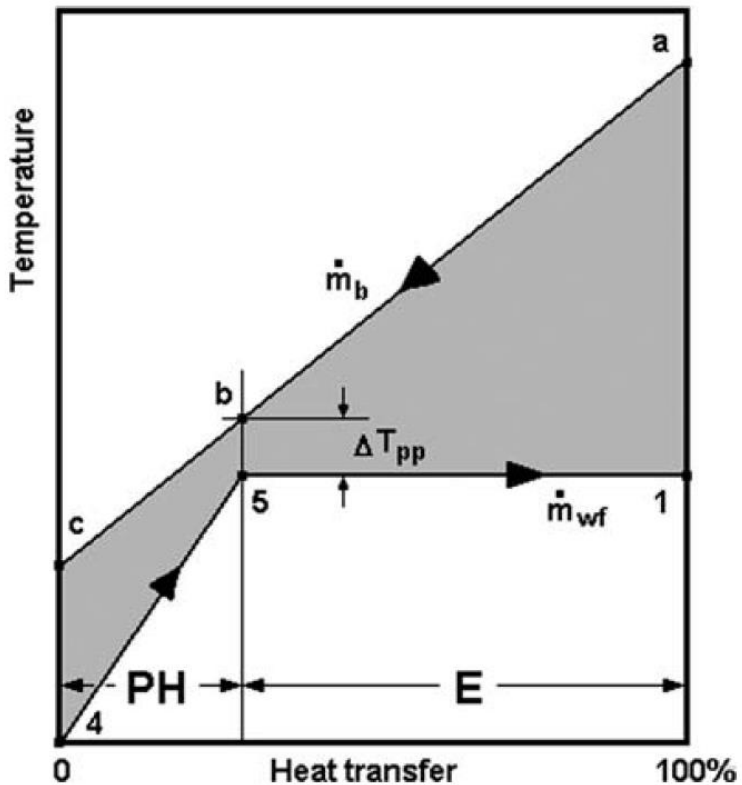
Untuk menganalisis kinerja dari *heat exchanger* dapat digunakan persamaan:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{a1} - T_{a2}) = \dot{m}_b C_{pb} (T_{b2} - T_{b1}) \quad (2.14)$$

$\dot{m}$  = *mass flow rate* fluida yang memasuki HE (kg/s)

$C_p$  = kalor spesifik masing-masing fluida (J/gK)

$T$  = temperatur masing-masing fluida pada tiap titik ( $^{\circ}\text{C}$ )



**Gambar 2. 15** Diagram T-q heat exchanger

Dalam menganalisis desain dari *heat exchanger* digunakan kembali diagram termodinamika yaitu diagram T-q seperti pada gambar 2.13. Pada diagram tersebut ditunjukkan temperatur dari brine dan fluida kerja terhadap perpindahan panas yang terjadi dalam *heat exchanger*. Pada gambar 2.13 daerah abu-abu merupakan daerah fluida geothermal atau brine sementara daerah putih merupakan daerah fluida kerja. Dapat dilihat pula pada diagram bahwa proses evaporasi dapat menggunakan komponen *heat exchanger* gabungan antara *preheater* dan *evaporator*.

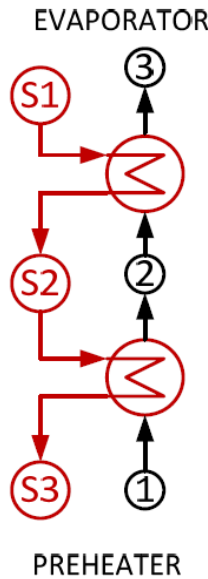
## 2.8 Organic Rankine Cycle

*Organic Rankine Cycle* (ORC) merupakan siklus termodinamika yang sesuai dengan namanya menggunakan fluida kerja organik dan bukan air seperti siklus Rankine biasa. Karakteristik organik yang dimaksud dalam fluida kerja dalam ORC adalah massa molekul yang tinggi dan titik didih yang rendah yang mempengaruhi temperatur perubahan fasa pada fluida kerja tersebut. Pada prinsipnya, ORC tidak jauh berbeda dengan Rankine Cycle. Fluida kerja dievaporasikan dan mengalami proses ekspansi pada turbin.

ORC sendiri biasanya banyak digunakan dalam siklus dengan memanfaatkan panas buangan, panas bumi (*geothermal*), and solar pond.

### 2.8.1 *Preheater* dan *Evaporator*

*Preheater* dan *evaporator* merupakan komponen pertama dalam siklus rankine organic. Komponen ini menerima termal dari fluida *geothermal* untuk kemudian memindahkan panasnya ke fluida kerja sesuai dengan prinsip dari siklus biner. Gabungan antara *preheater* dan *evaporator* sendiri biasanya digunakan untuk memanfaatkan inlet dengan temperatur 80-85 °C



**Gambar 2. 16** Evaporator dan preheater

Pada gambar 2.10 S1 merupakan inlet dari fluida geothermal yang memasuki evaporator, S3 merupakan outlet dari fluida *geothermal*, sementara 1, 2, dan 3 merupakan fluida kerja dimana pada poin 3 merupakan *vapor* yang dihasilkan untuk menuju turbin.

Untuk menganalisis perpindahan panas yang terjadi pada komponen ini, digunakan persamaan:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gf}(h_{s1} - h_{s3}) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_3) \quad (2.15)$$

$\dot{m}_{gf}$  = *mass flow rate* fluida geothermal (kg/s)

$\dot{m}_{wf}$  = *mass flow rate* fluida kerja (kg/s)

$h$  = entalpi dari masing-masing titik (kJ/kg)

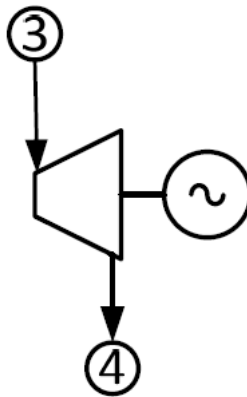
Apabila kapasitas kalor dari fluida geothermal diketahui, pada persamaan untuk entalpi pada fluida geothermal dapat diganti dengan temperature.

$$\dot{m}_{gf}C_p(T_{s1} - T_{s3}) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_3) \quad (2.16)$$

Dimana  $C_p$  merupakan kalor spesifik dari fluida geothermal dan  $T$  merupakan temperatur.

### 2.8.2 Turbin

Komponen turbin pada siklus rankine organik mengkonversikan vapor dari fluida kerja menjadi kerja mekanik. Analisis pada turbin dalam siklus rankine organik secara umum sama dengan analisis *steam turbine*.



**Gambar 2. 17** Turbin

Kinerja dari komponen ini dapat dianalisis dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{wf}\eta_t(h_3 - h_{4s}) \quad (2.17)$$

$\dot{W}_T$  = Daya keluaran turbin (kW)

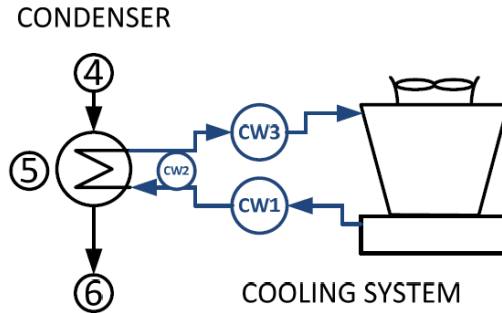
$\dot{m}_{wf}$  = *mass flow rate* fluida kerja (kg/s)

$h$  = entalpi pada masing-masing titik (kJ/kg)

$\eta_t$  = efisiensi isentropik turbin

### 2.8.3 Sistem Kondensasi

Sistem kondensasi pada prinsipnya merupakan penukar panas seperti preheater dan evaporator. Dalam sistem kondensasi panas yang dipindahkan adalah panas dari fluida pendingin ke vapor fluida kerja yang keluar dari turbin



**Gambar 2. 18** Sistem kondensasi ORC

Kinerja dari sistem kondensasi ini dapat dianalisis dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{cf}(h_{cw3} - h_{cw1}) = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_6) \quad (2.18)$$

$\dot{m}_{cf}$  = *mass flow rate* fluida pendingin (kg/s)

$\dot{m}_{wf}$  = *mass flow rate* fluida kerja (kg/s)

$h$  = entalpi pada masing-masing titik (kJ/kg)

## 2.9 Pemilihan Fluida Kerja

Pemilihan fluida kerja untuk siklus biner merupakan salah satu faktor yang penting. Pemilihan dari fluida kerja ini sangat mempengaruhi performansi dari siklus biner. Meskipun sangat banyak pilihan untuk fluida kerja, tetapi faktor-faktor sampingan seperti factor keamanan, kesehatan, pengaruh lingkungan, dan ketersediaan tidak boleh luput juga dari pertimbangan.

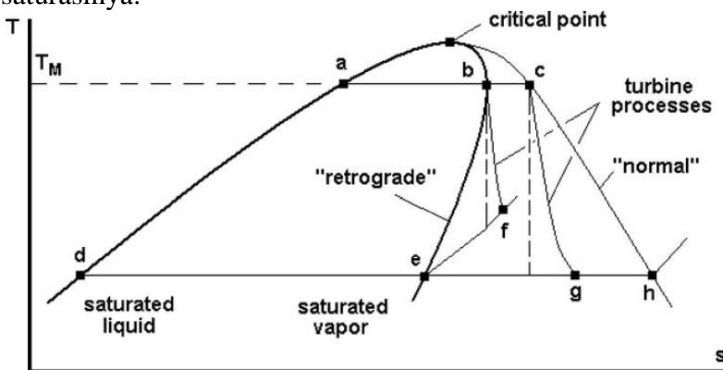
**Tabel 2. 1** Properti Termodinamika Beberapa Fluida Kerja untuk Siklus Biner

Fluid	Formula	$T_c$ °C	$T_c$ °F	$P_c$ MPa	$P_c$ lbf/in <sup>2</sup>	$P_s@$ 300 K MPa	$P_s@$ 400 K MPa
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	96.95	206.5	4.236	614.4	0.9935	n.a.
i-Butane	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	135.92	276.7	3.685	534.4	0.3727	3.204
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	150.8	303.4	3.718	539.2	0.2559	2.488
i-Pentane	i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	187.8	370.1	3.409	494.4	0.09759	1.238
n-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	193.9	380.9	3.240	469.9	0.07376	1.036
Ammonia	NH <sub>3</sub>	133.65	272.57	11.627	1686.3	1.061	10.3
Water	H <sub>2</sub> O	374.14	705.45	22.089	3203.6	0.003536	0.24559

Pada tabel 2.1 merupakan daftar dari beberapa fluida kerja dengan karakteristik-karakteristik termodinamika yang relevan. Jika dibandingkan dengan air, setiap fluida memang memiliki temperatur dan tekanan kritis yang lebih rendah daripada air.

Selain menggunakan masing-masing fluida kerja, campuran antara fluida kerja pun banyak dipertimbangkan dalam pemanfaatan siklus biner. Sebagai contoh, campuran antara isobutana dan n-pentana banyak direkomendasikan karena pertimbangan bahwa campuran fluida kerja ini lebih memiliki temperatur yang konstan pada proses perubahan fasanya.

Karakteristik yang harus dipertimbangkan juga dalam pemilihan fluida kerja untuk siklus biner adalah bentuk dari kurva saturasinya.



**Gambar 2. 19** Diagram T-s fluida kerja



Dapat dilihat pada diagram T-s fluida pada gambar 2.13 bahwa fluida kerja air (kurva garis tipis) memiliki banyak *slope* negatif. Pada diagram dapat dilihat bahwa untuk fluida kerja seperti contohnya air diperlukan panas yang cenderung *superheat* agar dapat mencapai state c pada diagram dalam kondisi isobarik dan untuk menghindari cairan yang berlebihan pada turbin di state g. Sementara fluida kerja yang lain, ekspansi dapat terjadi pada daerah *superheated*. State b-f dapat dilihat pada gambar masih dalam kondisi kering dan tidak mengandung cairan yang berlebihan.

Seperti yang telah disebutkan sebelumnya bahwa faktor lingkungan, keamanan, dan kesehatan penting juga untuk dipertimbangkan dalam pemilihan fluida kerja untuk siklus biner. Beberapa parameter yang harus dipertimbangkan anatara lain sifat mudah terbakar (*flammability*), kadar racun yang dimiliki (*toxicity*), *ozone depletion potential* (ODP), dan *global warming potential* (GWP).

**Tabel 2. 3** Properti Lingkungan dan Kesehatan Fluida Kerja

Fluid	Formula	Toxicity	Flammability	ODP	GWP
R-12	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	non-toxic	non-flam.	1.0	4,500
R-114	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$	non-toxic	non-flam.	0.7	5,850
Propane	$\text{C}_3\text{H}_8$	low	very high	0	3
i-Butane	$\text{i-C}_4\text{H}_{10}$	low	very high	0	3
n-Butane	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	low	very high	0	3
i-Pentane	$\text{i-C}_5\text{H}_{12}$	low	very high	0	3
n-Pentane	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	low	very high	0	3
Ammonia	$\text{NH}_3$	toxic	lower	0	0
Water	$\text{H}_2\text{O}$	non-toxic	non-flam.	0	–

## 2.10 Analisis Eksergi

Eksergi merupakan potensi dari energi maksimal yang secara teoritis dapat diperoleh dari suatu sumber relative terhadap lingkungannya. Sebuah sistem dapat menerima atau kehilangan fluida dan panas dari atau ke lingkungan. Dalam melakukan analisis eksergi, beberapa kondisi termodinamika yang harus dipenuhi adalah semua proses dalam sistem harus reversibel secara

sempurna dan semua state fluida yang dilepaskan dari sistem harus seimbang secara termodinamika terhadap lingkungannya.

Eksergi menggambarkan energi yang dapat dimanfaatkan oleh suatu sistem untuk melakukan kerja. Eksergi dalam suatu aliran proses dari suatu fluida merupakan energi yang dibawa dalam aliran tersebut.

Eksergi bukanlah merupakan properti termodinamika. Nilai dari eksergi sangatlah bergantung pada *dead state* dimana *dead state* merupakan daerah lingkungan dari sistem tertentu. Sehingga kondisi yang berbeda pada *dead state* akan mempengaruhi nilai dari eksergi.

Analisis Eksergi merupakan suatu metode analisis suatu ketersediaan energi dengan menggunakan prinsip kekekalan massa dan kekekalan energi. Dalam suatu siklus penggunaan energi, energi dapat dihitung atau dianalisis dengan mempertimbangkan produk yang dihasilkan karena adanya hukum kekekalan energi. Analisis eksergi menunjukkan bahwa eksergi tidak bersifat kekal. Eksergi tidak hanya dapat menghilang melalui proses irreversibilitas, tetapi juga dengan adanya perpindahan dari suatu sistem sebagai bentuk loss ke lingkungan sekitar dengan prinsip perpindahan panas. Dalam memanfaatkan sumber energi analisis eksergi dilakukan untuk meminimalisir pemusnahan eksergi yang terjadi di dalam sistem.

Dibandingkan dengan analisis energi, analisis eksergi memiliki kelebihan yaitu lebih akurat dalam pembuatan desain sistem termal yang optimal. Selain itu, perhitungan pun lebih akurat dalam menganalisis besar energi yang hilang baik selama proses maupun yang dilepaskan ke lingkungan.

Untuk melakukan analisis eksergi, terlebih dahulu dianalisis laju eksergi dengan menganalisis setiap state pada siklus dengan menghitung eksergi spesifik dan laju eksergi setiap state.

Analisis eksergi spesifik dapat menggunakan persamaan

$$x_{\text{state}} = h_{\text{state}} - h_{\text{lingkungan}} - (T_{\text{lingkungan}} \times (s_{\text{state}} - s_{\text{lingkungan}})) \quad (2.19)$$

$x$  = eksergi spesifik (kJ/kg)  
 $h$  = entalpi (kJ/kg)

$T$  = temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )

$s$  = entropi ( $\text{kJ/kgK}$ )

persamaan tersebut digunakan dengan mengabaikan energi potensial dan energi kinetik serta mengasumsikan bahwa laju aliran berada pada kondisi tunak.

Setelah diperoleh eksergi spesifik, dilakukan analisis laju eksergi untuk mengetahui aliran eksergi yang dibawa dari sumber ke dalam sistem dengan menggunakan persamaan

$$\dot{E}_{\text{state}} = \dot{m}_{\text{state}} \times x_{\text{state}} \quad (2.20)$$

$\dot{E}$  = laju eksergi ( $\text{kW}$ )

$\dot{m}$  = *mass flow rate* ( $\text{kg/s}$ )

$x$  = eksergi spesifik ( $\text{kJ/kg}$ )

Salah satu tujuan dari melakukan analisis eksergi adalah dengan menganalisis rugi eksergi yang terjadi. Rugi eksergi yang terjadi dalam sebuah sistem terjadi pada setiap komponen, dimana dapat dianalisis dengan persamaan

$$\text{Rugi Eksergi} = \dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}} - \dot{W} \quad (2.21)$$

$\dot{E}_{\text{in}}$  = laju eksergi yang memasuki komponen ( $\text{kW}$ )

$\dot{E}_{\text{out}}$  = laju eksergi yang keluar dari komponen ( $\text{kW}$ )

$\dot{W}$  = daya yang dihasilkan atau digunakan oleh komponen ( $\text{kW}$ )

Dalam pembangkitan listrik geothermal, analisis eksergi juga dapat lebih akurat dalam analisis efisiensi pemanfaatan energi dari geothermal. Analisis efisiensi pemanfaatan dapat dinyatakan dalam efisiensi eksergetik dengan menggunakan persamaan

$$\eta = \frac{\dot{E} - \text{Rugi Eksergi}}{\dot{E}} \quad (2.22)$$

dimana  $\dot{E}$  (laju eksergi) yang digunakan adalah  $\dot{E}$  dari *brine* yang merupakan sumber energi pembangkitan.

Gambar 2.20 merupakan *Process Flow Diagram* yang digunakan untuk melakukan analisis eksergi. Gambar tersebut menjadi penting dalam analisis eksergi untuk dapat mengetahui setiap titik yang dianalisis dalam proses analisis eksergi baik itu eksergi spesifik, laju eksergi, mau pun rugi eksergi.

- Titik 1:

Titik tersebut merupakan titik dimana *brine* pertama kali memasuki siklus biner setelah mengalami proses separasi dari fluida geothermal 2 fasa pada *separator*.

- Titik 2:

Proses reinjeksi *brine* yang sudah digunakan untuk pemanasan fluida kerja kembali ke *reservoir*.

- Titik 3:

Titik dimana fluida kerja telah berubah fasa menjadi vapor setelah proses pemindahan panas yang terjadi pada *evaporator* dan menuju turbin untuk menggerakkan turbin dan mengalami proses ekspansi.

- Titik 4:

Pada titik ini, *vapor* dari fluida kerja yang telah digunakan untuk menggerakkan turbin menuju ke kondensor untuk mengalami proses kondensasi untuk kembali menjadi fasa cair untuk mengulangi siklus pada sistem.

- Titik 5:

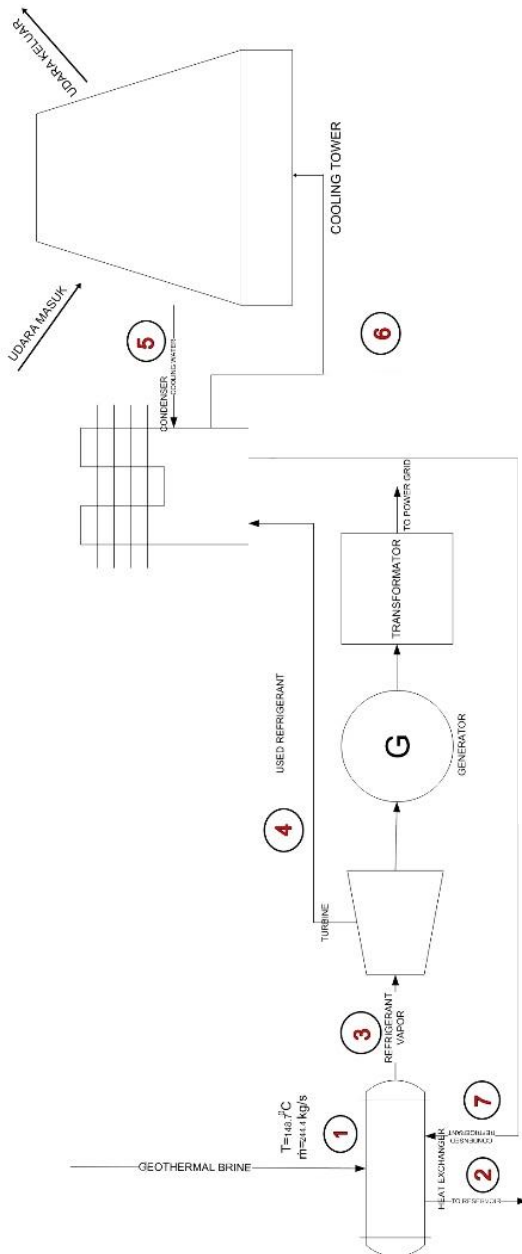
Pada titik ini, *cooling water* memasuki kondensor sebagai media pendingin.

- Titik 6:

Pada titik ini, *cooling water* yang telah digunakan sebagai media pendingin kembali pada *cooling tower*.

- Titik 7:

Pada titik ini, fluida kerja yang telah kembali menjadi fasa cair dipompa kembali menuju *evaporator* dan kembali mengulang siklus pada sistem pembangkitan siklus biner ini.



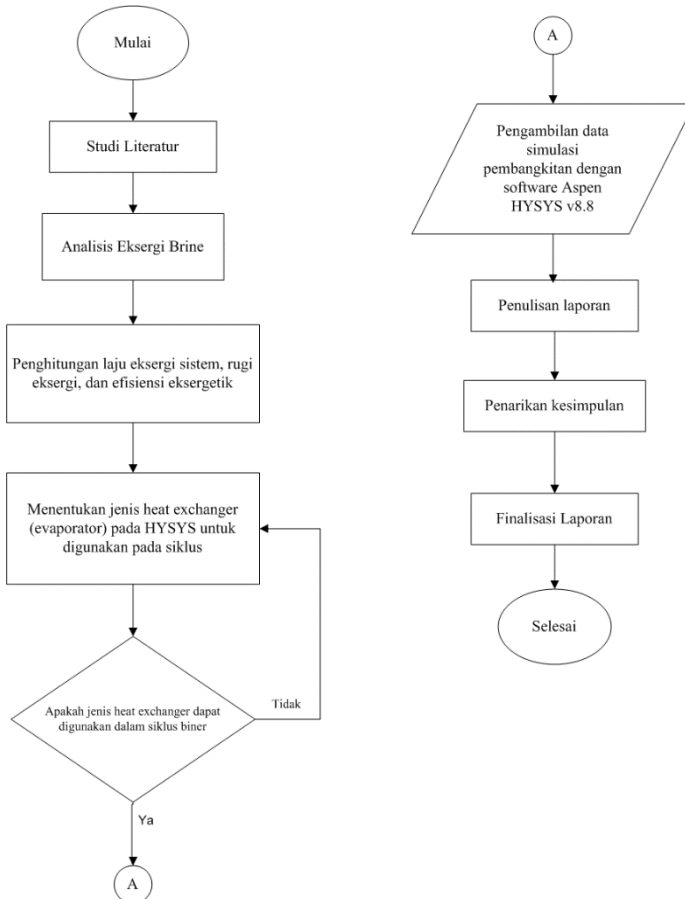
**Gambar 2. 20** PFD untuk analisis eksergi

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

### BAB III

## METODOLOGI PENELITIAN

Berikut ini merupakan langkah-langkah dalam melakukan penelitian ini:



**Gambar 3. 1** Flowchart penelitian

### 3.1 Studi Literatur

Studi Literatur merupakan tahapan dimana penulis melakukan penggalian terhadap literatur-literatur yang menunjang dikerjakannya penelitian ini. Dilakukannya studi literatur juga bertujuan untuk memperdalam pengetahuan seputar siklus biner, ORC, dan analisis eksergi.

### 3.2 Analisis Eksergi Brine

Pada tahap ini, dilakukan penghitungan terhadap ketersediaan energi (eksergi) yang dapat dimanfaatkan oleh sistem relatif terhadap kondisi lingkungannya. Nilai yang diperoleh sendiri merepresentasikan nilai potensi energi yang dapat dimanfaatkan dalam sistem.

Analisis eksergi pada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui ketersediaan energi dalam siklus biner *geothermal brine*. Analisis sendiri dilakukan dengan memahami setiap komponen dan kemungkinan terjadinya pemusnahan energi pada setiap komponen siklus biner *geothermal brine*.

Dalam proses analisis eksergi perlu dilakukan terlebih dahulu analisis terhadap laju eksergi pada setiap state dalam siklus seperti pada gambar 2.10. Untuk mengetahui laju eksergi pada setiap state, digunakan rumus:

$$\text{State 1} : x_1 = h_1 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0)) \quad (3.1)$$

$$E_1 = \dot{m}_1 \times x_1 \quad (3.2)$$

$$\text{State 2} : x_2 = h_2 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0)) \quad (3.3)$$

$$E_2 = \dot{m}_2 \times x_2 \quad (3.4)$$

$$\text{State 3} : x_3 = h_3 - h_0 - (T_0 \times (s_3 - s_0)) \quad (3.5)$$

$$E_3 = \dot{m}_3 \times x_3 \quad (3.6)$$

$$\text{State 4} : x_4 = h_4 - h_0 - (T_0 \times (s_4 - s_0)) \quad (3.7)$$

$$E_4 = \dot{m}_4 \times x_4 \quad (3.8)$$

$$\text{State 5} : x_5 = h_5 - h_0 - (T_0 \times (s_5 - s_0)) \quad (3.9)$$

$$E_5 = \dot{m}_5 \times x_5 \quad (3.10)$$

$$\text{State 6} : x_6 = h_6 - h_0 - (T_0 \times (s_6 - s_0)) \quad (3.11)$$

$$E_6 = \dot{m}_6 \times x_6 \quad (3.12)$$

$$\text{State 7} : x_7 = h_7 - h_0 - (T_0 \times (s_7 - s_0)) \quad (3.13)$$

$$E_7 = \dot{m}_7 \times x_7 \quad (3.14)$$



Dengan diperoleh data laju eksergi, maka dapat ditentukan rugi eksergi yang terjadi pada komponen-komponen dalam siklus.

- Heat Exchanger
  - Temperatur *brine* masuk *heat exchanger*
  - Temperatur *brine* keluar *heat exchanger*
  - Laju aliran *brine* masuk *heat exchanger*
  - Laju aliran *brine* keluar *heat exchanger*
  - Temperatur udara masuk *heat exchanger*
  - Temperatur udara keluar *heat exchanger*
  - Tekanan udara masuk *heat exchanger*
  - Tekanan *brine* masuk *heat exchanger*
  - Tekanan *brine* keluar *heat exchanger*
- Turbin
  - Temperatur *vapor* masuk turbin
  - Tekanan *vapor* masuk turbin
  - Temperatur *vapor* keluar turbin
  - Tekanan *vapor* keluar turbin
- Kondensor
  - Temperatur *vapor* masuk kondensor
  - Tekanan *vapor* masuk kondensor
  - Laju aliran *cooling water*
  - Temperatur *cooling water* keluar kondensor
  - Tekanan *cooling water* keluar kondensor
  - Laju aliran *cooling water* keluar kondensor
  - Temperatur *cooling water inlet*
  - Temperatur *cooling water outlet*
  - Tekanan *cooling water inlet*
  - Tekanan *cooling water outlet*

### 3.3 Analisis Eksergi Brine

Pada tahap ini, dilakukan penghitungan terhadap ketersediaan energi (eksergi) yang dapat dimanfaatkan oleh sistem relatif terhadap kondisi lingkungannya. Nilai yang diperoleh sendiri

merepresentasikan nilai potensi energi yang dapat dimanfaatkan dalam sistem.

Analisis eksergi pada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui ketersediaan energi dalam siklus biner *geothermal brine*. Analisis sendiri dilakukan dengan memahami setiap komponen dan kemungkinan terjadinya pemusnahan energi pada setiap komponen siklus biner *geothermal brine*.

Dalam proses analisis eksergi perlu dilakukan terlebih dahulu analisis terhadap laju eksergi pada setiap state dalam siklus seperti pada gambar 2.10. Untuk mengetahui laju eksergi pada setiap state, digunakan rumus:

$$\text{State 1} : x_1 = h_1 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0)) \quad (3.1)$$

$$E_1 = \dot{m}_1 \times x_1 \quad (3.2)$$

$$\text{State 2} : x_2 = h_2 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0)) \quad (3.3)$$

$$E_2 = \dot{m}_2 \times x_2 \quad (3.4)$$

$$\text{State 3} : x_3 = h_3 - h_0 - (T_0 \times (s_3 - s_0)) \quad (3.5)$$

$$E_3 = \dot{m}_3 \times x_3 \quad (3.6)$$

$$\text{State 4} : x_4 = h_4 - h_0 - (T_0 \times (s_4 - s_0)) \quad (3.7)$$

$$E_4 = \dot{m}_4 \times x_4 \quad (3.8)$$

$$\text{State 5} : x_5 = h_5 - h_0 - (T_0 \times (s_5 - s_0)) \quad (3.9)$$

$$E_5 = \dot{m}_5 \times x_5 \quad (3.10)$$

$$\text{State 6} : x_6 = h_6 - h_0 - (T_0 \times (s_6 - s_0)) \quad (3.11)$$

$$E_6 = \dot{m}_6 \times x_6 \quad (3.12)$$

$$\text{State 7} : x_7 = h_7 - h_0 - (T_0 \times (s_7 - s_0)) \quad (3.13)$$

$$E_7 = \dot{m}_7 \times x_7 \quad (3.14)$$

Dengan diperoleh data laju eksergi, maka dapat ditentukan rugi eksergi yang terjadi pada komponen-komponen dalam siklus.

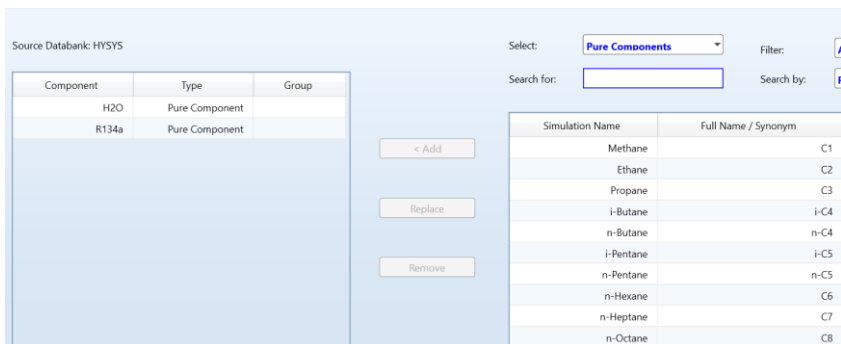
- Heat Exchanger

- Temperatur *brine* masuk *heat exchanger*
- Temperatur *brine* keluar *heat exchanger*
- Laju aliran *brine* masuk *heat exchanger*
- Laju aliran *brine* keluar *heat exchanger*
- Temperatur udara masuk *heat exchanger*
- Temperatur udara keluar *heat exchanger*
- Tekanan udara masuk *heat exchanger*
- Tekanan *brine* masuk *heat exchanger*

- Tekanan *brine* keluar *heat exchanger*
- Turbin
  - Temperatur *vapor* masuk turbin
  - Tekanan *vapor* masuk turbin
  - Temperatur *vapor* keluar turbin
  - Tekanan *vapor* keluar turbin
- Kondensor
  - Temperatur *vapor* masuk kondensor
  - Tekanan *vapor* masuk kondensor
  - Laju aliran *cooling water*
  - Temperatur *cooling water* keluar kondensor
  - Tekanan *cooling water* keluar kondensor
  - Laju aliran *cooling water* keluar kondensor
  - Temperatur *cooling water inlet*
  - Temperatur *cooling water outlet*
  - Tekanan *cooling water inlet*
  - Tekanan *cooling water outlet*

### 3.4 Simulasi HYSYS

Sebelumnya dilakukan terlebih dahulu simulasi untuk mengetahui performa *heat exchanger* sebagai proses ekstraksi panas dari geothermal brine. Pada proses simulasi *heat exchanger*, pertama kali yang harus dilakukan adalah menentukan daftar



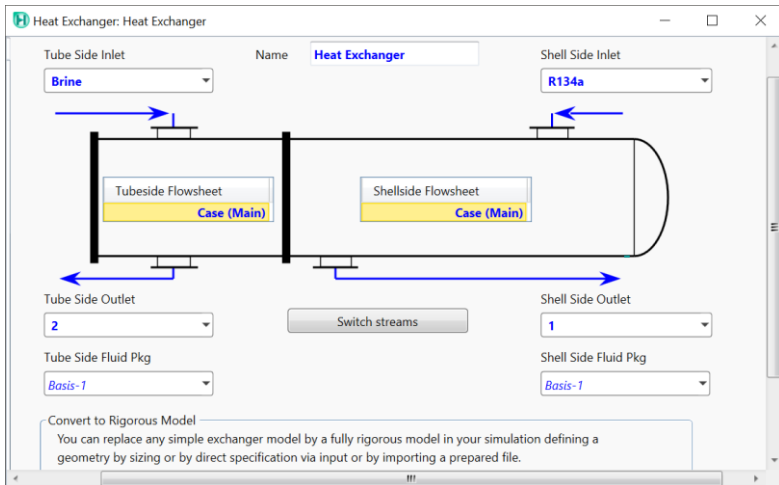
**Gambar 3. 2** Setup fluida pada HYSYS



Komponen-komponen disusun sesuai dengan model pembangkitan yang diinginkan. Pada model di atas, komponen-komponen yang terlibat, antara lain *evaporator*, ekspander (turbin), dan kondensor.

Dalam heat exchanger (*evaporator*) kemudian ditentukan aliran yang memasuki dan keluar heat exchanger. Aliran yang memasuki heat exchanger pada proses ini adalah *geothermal brine* yang berasal dari separator dan fluida kerja sementara aliran yang keluar *heat exchanger* pada proses ini *vapor* yang dihasilkan dari pemanasan fluida kerja dan *geothermal brine* yang panasnya sudah terekstraksi.

Aliran-aliran fluida yang terlibat dalam proses simulasi ditentukan kondisi-kondisi termofisikanya. Pada aliran brine, ditentukan temperatur, pressure, fraksi massa, fraksi mol, dan mass flow ratenya.



**Gambar 3.5** Setup evaporator

Material Stream: Brine

Worksheet Attachments Dynamics

**Worksheet**

- Conditions
- Properties
- Composition
- Oil & Gas Feed
- Petroleum Assay
- K Value
- User Variables
- Notes
- Cost Parameters
- Normalized Yields

Stream Name	Brine
Vapour / Phase Fraction	0.0000
Temperature [C]	150.0
Pressure [kPa]	980.0
Molar Flow [kgmole/h]	4.884e+004
Mass Flow [kg/h]	8.798e+005
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	881.6
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.763e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	81.35
Heat Flow [kJ/h]	-1.349e+010
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	867.0
Fluid Package	Basis-1
Utility Type	

OK

Delete Define from Stream... View Assay

**Gambar 3. 6** Setup properti brine

Setelah menentukan kondisi-kondisi dari brine, kemudian ditentukan kondisi-kondisi dari fluida kerja yang diinginkan.

Setelah itu, barulah dapat diketahui performa dari *heat exchanger* berikut dengan tabelnya.

Worksheet	Attachments	Dynamics
<b>Worksheet</b>		
Conditions	Stream Name	R134a
Properties	Vapour / Phase Fraction	0.0000
Composition	Temperature [C]	20.65
Oil & Gas Feed	Pressure [kPa]	2980
Petroleum Assay	Molar Flow [kgmole/h]	3528
K Value	Mass Flow [kg/h]	3.600e+005
User Variables	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	289.8
Notes	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-9.160e+005
Cost Parameters	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	126.0
Normalized Yields	Heat Flow [kJ/h]	-3.232e+009
	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	291.0
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	

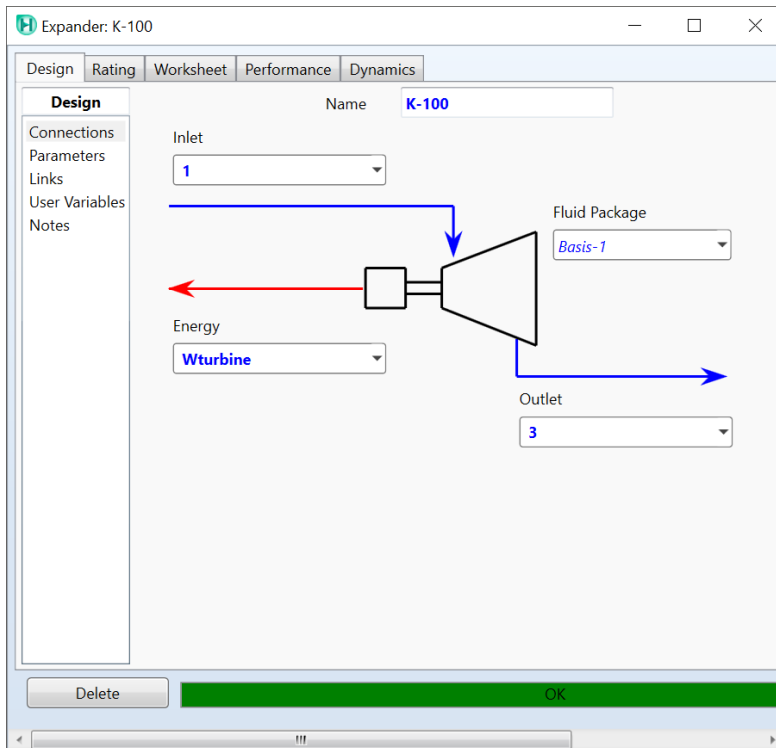
OK

Delete Define from Stream... View Assay

**Gambar 3. 7** Setup properti fluida kerja

Proses simulasi selanjutnya adalah untuk mengetahui proses-proses yang terjadi pada proses pembangkitan siklus biner dengan *geothermal brine*. Yang dilakukan adalah dengan menyusun setiap komponen pada siklus yang meliputi *heat exchanger* yang sebelumnya telah diatur dan turbin. Turbin kemudian diatur aliran-aliran yang berhubungan, setelah itu ditentukan parameter-parameter pada turbin tersebut dan yang berhubungan dengan

alirannya. Setelah itu barulah dapat dilihat kerja turbin pada *worksheet* dalam simulasi ini.



**Gambar 3. 8** Setup turbin

### 3.5 Penulisan Laporan

Pada tahapan ini, dilakukan penulisan laporan yang berisi tentang penelitian yang telah dilakukan. Laporan sendiri terdiri dari 5 bab, yaitu bab pendahuluan, tinjauan pustaka, metologi penelitian, analisis data dan pembahasan, dan penutup.

### 3.6 Penarikan Kesimpulan

Hasil data yang telah dianalisis kemudian ditarik ke dalam bentuk kesimpulan untuk menjawab tujuan dilaksanakannya



penelitian. Kesimpulan yang ditarik merupakan kesimpulan yang berbasiskan data-data hasil penelitian ini.

### **3.7 Finalisasi Laporan**

Pada tahapan ini dilakukan finalisasi yang meliputi revisi-revisi terhadap laporan.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisis Eksergi

Pada penelitian ini dilakukan analisis eksergi terhadap siklus biner *brine* dengan variasi 3 fluida sekunder atau fluida kerja yang berbeda.

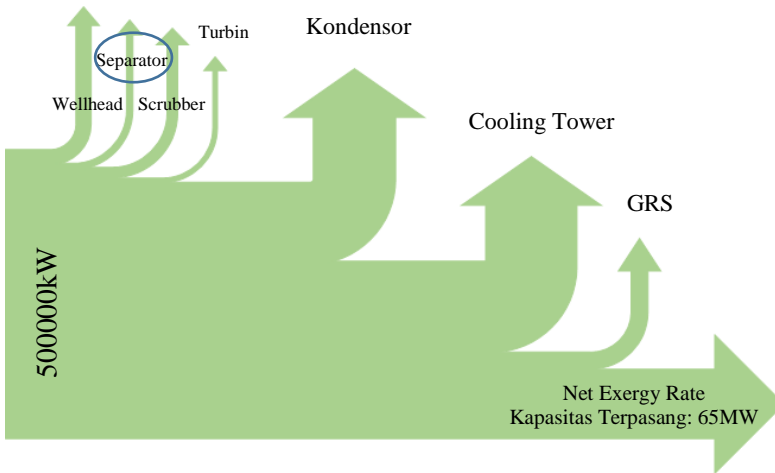
**Tabel 4. 1** Laju Eksergi R134a

State	P	T	h	s	$\dot{m}$	x	E
	kPa	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$\frac{\text{kW}}{\text{kg}}$
0		17	71.42	0.253			
1	980	160	675.68	1.942	244.4	575.545	140663.271
2	975	138.3	582.33	1.721	244.38	485.956	118757.854
3	2977	110	468.15	1.786	100	151.530	15153
4	900	33.25	246.44	1.159	100	49.776	4977.552
5	100	21	88.19	0.311	98	10.422	1021.346
6	90	31	129.99	0.450	98	52.003	5096.339
7	2980	20.65	421.8	1.094	100	332.730	33272.95

**Tabel 4. 2** Rugi Eksergi R134a

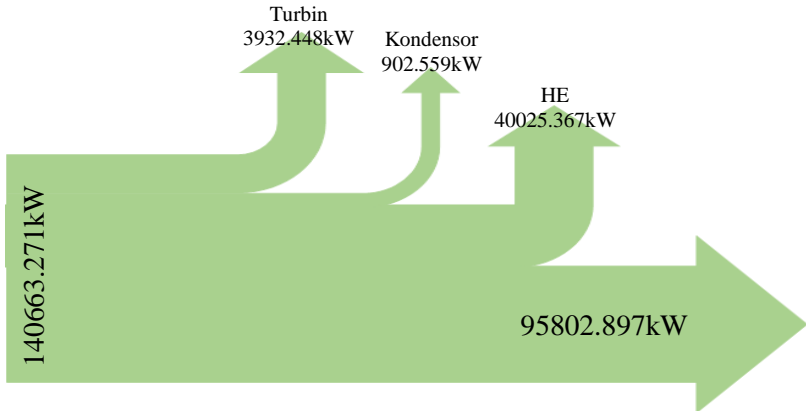
Komponen	Rugi Eksergi
	kW
Heat Exchanger	40025.367
Turbin	3932.448
Kondensor	902.559

Dari data laju eksergi yang diperoleh pada tabel 4.1 kemudian rugi eksergi dari setiap komponen dapat dianalisis. Pada tabel 4.2 dapat dilihat hasil data analisis rugi eksergi yang terjadi pada setiap komponen yang ada pada siklus. Dengan mengetahui total dari rugi eksergi yang terjadi, maka kemudian dapat dianalisis efisiensi eksergetik siklus dengan menggunakan rumus 2.22 yaitu sebesar 68%.



**Gambar 4. 1** Diagram grassmann PLTP

Pada gambar 4.1 dapat dilihat aliran eksergi yang terjadi dalam siklus pembangkitan PLTP. Pada diagram dapat diketahui bahwa pada separator terjadi rugi eksergi atau *exergy destruction* yang merupakan interaksi antara laju eksergi dari *wellhead* yang memasuki separator dan laju eksergi menuju *scrubber* dan laju eksergi *brine* yang dimanfaatkan pada siklus pembangkitan biner.



**Gambar 4. 2** Diagram grassmann siklus biner R134a

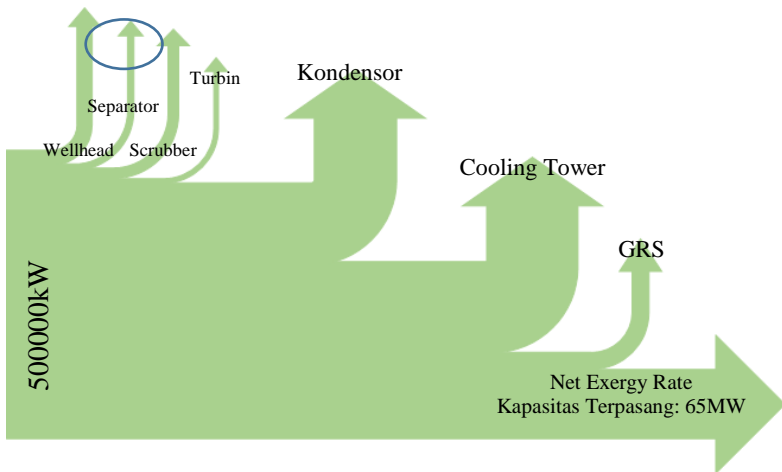
**Tabel 4. 3** Laju Eksergi n-pentana

State	P	T	h	S	$\dot{m}$	x	E
	kPa	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/k gK	kg/s	kJ/kg	kW
0		17	71.42	0.253			
1	980	160	675.68	1.942	244.4	575.545	140663.271
2	975	137.8	621.32	1.636	244.38	526.387	128638.528
3	2977	110	394.78	1.243	100	164.96	16496
4	900	30.05	476.4	1.121	100	285.314	28531.448
5	100	21	88.19	0.311	98	10.422	1021.346
6	90	31	129.99	0.450	98	52.635	5158.272
7	2980	10	226.41	1.022	100	138.841	13884.1

**Tabel 4. 4** Rugi Eksergi n-pentana

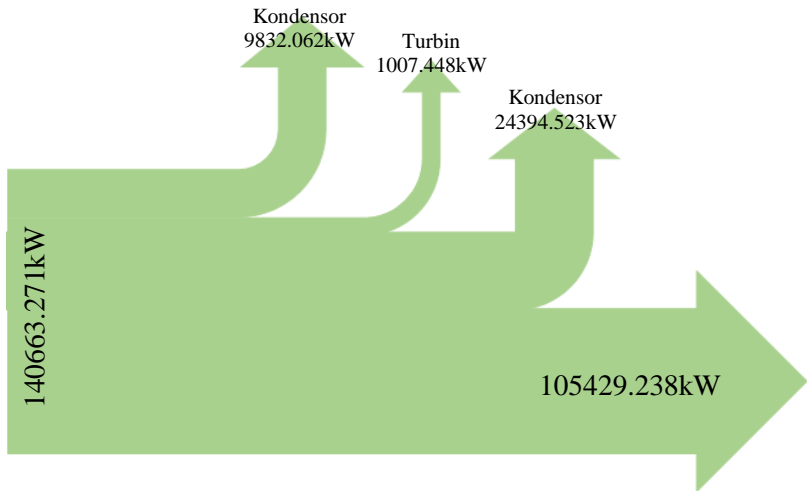
Komponen	Rugi Eksergi
	kW
Heat Exchanger	9832.062
Turbin	1007.448
Kondensor	24394.523

Dari data laju eksergi yang diperoleh pada tabel 4.3 kemudian rugi eksergi dari setiap komponen dapat dianalisis. Pada tabel 4.4 dapat dilihat hasil data analisis rugi eksergi yang terjadi pada setiap komponen yang ada pada siklus. Dengan mengetahui total dari rugi eksergi yang terjadi, maka kemudian dapat dianalisis efisiensi eksergetik siklus dengan menggunakan rumus 2.22 yaitu sebesar 68,7%. Dari ketiga jenis fluida sekunder atau fluida kerja, jenis inilah yang memiliki efisiensi eksergetik paling baik. Hal ini disebabkan oleh rugi eksergi yang terjadi tidak sebesar dengan jenis yang lain karena besarnya daya yang dihasilkan pada turbin sehingga rugi eksergi pada turbin cenderung lebih kecil.



**Gambar 4. 3** Diagram grassmann PLTP

Pada gambar 4.3 dapat dilihat aliran eksergi yang terjadi dalam siklus pembangkitan PLTP. Pada diagram dapat diketahui bahwa pada separator terjadi rugi eksergi atau *exergy destruction* yang merupakan interaksi antara laju eksergi dari *wellhead* yang memasuki separator dan laju eksergi menuju *scrubber* dan laju eksergi *brine* yang dimanfaatkan pada siklus pembangkitan biner.



**Gambar 4. 4** Diagram grassmann siklus biner n-pentane

**Tabel 4. 5** Laju Eksergi isobutana

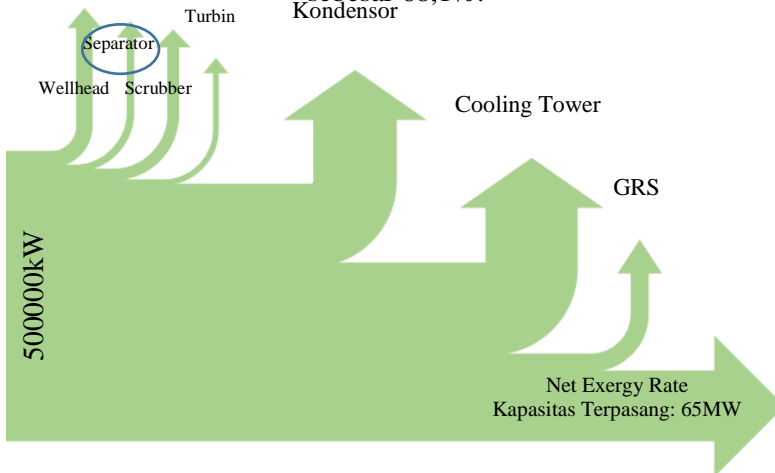
State	P kPa	T °C	h kJ/kg	s kJ/k gK	$\dot{m}$ kg/s	x kJ/kg	E kW
0		17	71.42	0.253			
1	980	160	675.68	1.942	244.4	575.545	140663.271
2	975	138.3	582.33	1.721	244.38	485.956	118757.854
3	2977	110	401.29	1.513	100	128.238	12823.800
4	900	31.8	241.2	1.159	100	44.536	4453.552
5	100	21	88.19	0.311	98	10.422	1021.346
6	90	31	129.99	0.450	98	52.290	5124.402
7	2980	20.65	421.8	1.094	100	332.730	33272.950

**Tabel 4. 6** Rugi Eksergi isobutana

Komponen	Rugi Eksergi
	kW
Heat Exchanger	42354.567
Turbin	2228.248

Kondensor	350.496
-----------	---------

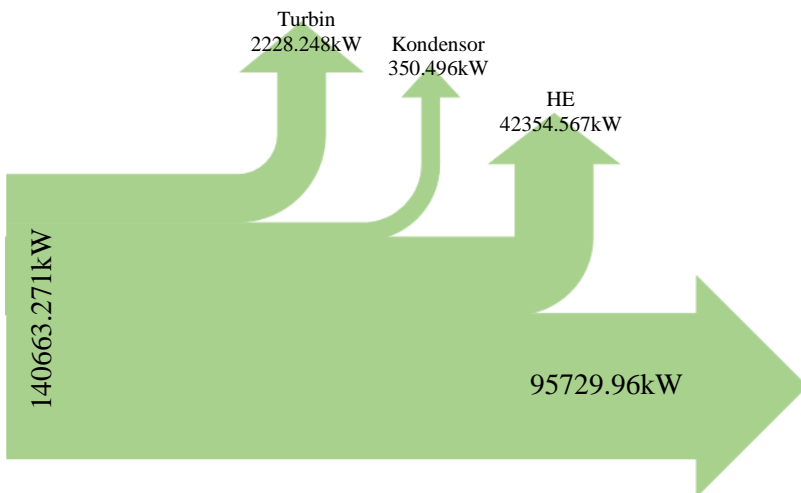
Dari data laju eksergi yang diperoleh pada tabel 4.5 kemudian rugi eksergi dari setiap komponen dapat dianalisis. Pada tabel 4.6 dapat dilihat hasil data analisis rugi eksergi yang terjadi pada setiap komponen yang ada pada siklus. Dengan mengetahui total dari rugi eksergi yang terjadi, maka kemudian dapat dianalisis efisiensi eksergetik siklus dengan menggunakan rumus 2.22 yaitu sebesar 68,1%.



**Gambar 4. 5** Diagram grassmann PLTP

Pada gambar 4.5 dapat dilihat aliran eksergi yang terjadi dalam siklus pembangkitan PLTP. Pada diagram dapat diketahui bahwa pada separator terjadi rugi eksergi atau *exergy destruction* yang merupakan interaksi antara laju eksergi dari *wellhead* yang memasuki separator dan laju eksergi menuju *scrubber* dan laju eksergi *brine* yang dimanfaatkan pada siklus pembangkitan biner.





**Gambar 4. 6** Diagram grassmann siklus biner isobutane

#### 4.2 Analisa hasil *Cooling Load*

Simulasi dilakukan pada Aspen HYSYS untuk mengetahui proses pemanfaatan *brine* ke dalam siklus biner panas bumi. Pada simulasi dilakukan juga dengan 3 variasi fluida sekunder atau fluida kerja dan variasi rentang temperatur dari *brine* sebagai sumber panasnya.

**Tabel 4. 7** Data Simulasi R134a (150 °C)

Daya Turbin	6064 kW		
State	P	T	H
	kPa	°C	kJ/kg
Brine	980	150	632.49
R134a	2980	20.65	228.63
HE-Turbin	2977	100	453.59
Turbin-Cond	900	33.25	246.44

<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	129.3	582.29
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

**Tabel 4. 8** Data Simulasi R134a (160 °C)

<b>Daya Turbin</b>	<b>6243 kW</b>		
<b>State</b>	<b>P</b>	<b>T</b>	<b>h</b>
	<b>kPa</b>	<b>°C</b>	<b>kJ/kg</b>
Brine	980	160	675.68
R134a	2980	20.65	228.63
HE-Turbin	2977	110	468.15
Turbin-Cond	900	33.25	246.44
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	138.3	582.33
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

**Tabel 4. 9** Data Simulasi R134a (170 °C)

<b>Daya Turbin</b>	<b>8260 kW</b>		
<b>State</b>	<b>P</b>	<b>T</b>	<b>h</b>
	<b>kPa</b>	<b>°C</b>	<b>kJ/kg</b>
Brine	980	170	719.19
R134a	2980	20.65	228.63
HE-Turbin	2977	120	481.64
Turbin-Cond	900	33.25	246.44
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	147.4	621.3
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

Fluida sekunder atau fluida kerja R134a memiliki titik didih - 26.3 °C mampu menghasilkan daya dari 6064 kW hingga 8260 kW pada rentang variasi temperatur *geothermal brine* dari 150 °C sampai 170 °C. Pada tabel 4.7, tabel 4.8, dan tabel 4.9 dapat dilihat bahwa pada state reinjeksi ke *Reservoir*, brine masih memiliki potensi untuk termal. Hal ini disebabkan oleh fluida kerja yang digunakan sendiri memang memiliki karakteristik titik didih yang rendah. Meski demikian, rekayasa pemodelan tetap perlu dilakukan untuk mengoptimalkan pemanfaatan dari kandungan panas yang dimiliki oleh *geothermal brine* tersebut.

**Tabel 4. 10** Data Simulasi n-pentana (150 °C)

<b>Daya Turbin</b>	12940 kW		
<b>State</b>	<b>P</b>	<b>T</b>	<b>h</b>
	<b>kPa</b>	<b>°C</b>	<b>kJ/kg</b>
Brine	980	150	632.49
n-pentana	2980	10	226.41
HE-Turbin	2977	100	358.89
Turbin-Cond	900	30.05	232.4
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	130.2	570.35
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

**Tabel 4. 11** Data Simulasi n-pentana (160 °C)

<b>Daya Turbin</b>	14980 kW		
<b>State</b>	<b>P</b>	<b>T</b>	<b>h</b>
	<b>kPa</b>	<b>°C</b>	<b>kJ/kg</b>
Brine	980	160	675.68
n-pentana	2980	10	226.41
HE-Turbin	2977	110	394.78
Turbin-Cond	900	30.05	476.4

<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	137.8	621.32
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

**Tabel 4. 12** Data Simulasi n-pentana (170 °C)

<b>Daya Turbin</b>	<b>17060 kW</b>		
<b>State</b>	<b>P</b>	<b>T</b>	<b>h</b>
	<b>kPa</b>	<b>°C</b>	<b>kJ/kg</b>
Brine	980	170	719.19
n-pentana	2980	10	226.41
HE-Turbin	2977	120	430.668
Turbin-Cond	900	30.05	476.4
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	145.5	681.84
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

Fluida sekunder atau fluida kerja n-pentana memiliki titik didih 36.10 °C mampu menghasilkan daya dari 12940 kW hingga 17060 kW pada rentang variasi temperatur *geothermal brine* dari 150 °C sampai 170 °C. Titik didih dari fluida kerja ini tidak serendah fluida kerja R134a, meski demikian daya yang dihasilkan terbukti lebih baik. Hal ini dikarenakan adanya perbedaan dari *initial condition* dari masing-masing fluida kerja saat memasuki *evaporator* atau *heat exchanger* untuk menerima panas dari *geothermal brine*. Pada tabel 4.10, tabel 4.11, dan tabel 4.12 dapat dilihat bahwa pada state reinjeksi ke *reservoir*, brine masih memiliki potensi untuk termal. Hal ini disebabkan oleh fluida kerja yang digunakan sendiri memang memiliki karakteristik titik didih yang rendah. Meski demikian, rekayasa pemodelan tetap perlu dilakukan untuk mengoptimalkan pemanfaatan dari kandungan panas yang dimiliki oleh *geothermal brine* tersebut.

**Tabel 4. 13** Data Simulasi isobutana (150 °C)

Daya Turbin	5986 kW		
State	P	T	h
	kPa	°C	kJ/kg
Brine	980	150	632.49
isobutana	2980	15	238.47
HE-Turbin	2977	100	392.58
Turbin-Cond	900	31.8	241.2
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	131.4	552.83
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

**Tabel 4. 14** Data Simulasi isobutana (160 °C)

Daya Turbin	6142 kW		
State	P	T	h
	kPa	°C	kJ/kg
Brine	980	160	675.68
isobutana	2980	15	238.47
HE-Turbin	2977	110	401.29
Turbin-Cond	900	31.8	241.2
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	140.2	590.42
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

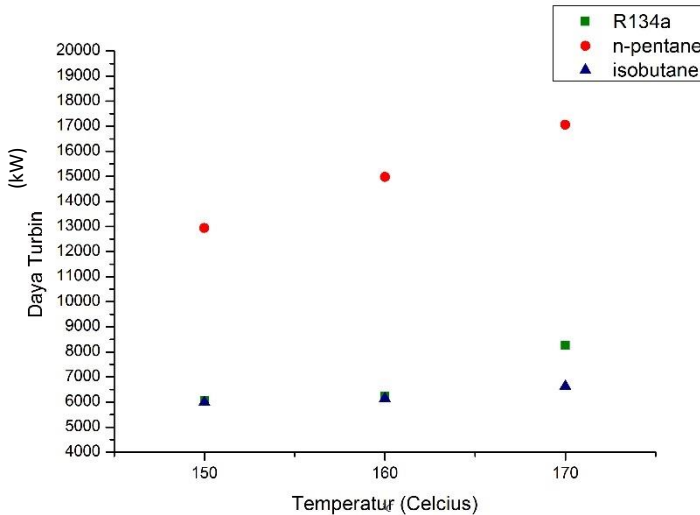
**Tabel 4. 15** Data Simulasi isobutana (170 °C)

Daya Turbin	6624 kW		
State	P	T	h
	kPa	°C	kJ/kg
Brine	980	170	719.19
isobutana	2980	15	238.47

HE-Turbin	2977	120	413.41
Turbin-Cond	900	31.8	241.2
<i>Cooling Water</i>	100	21	88.19
<i>Reservoir</i>	975	146.3	616.57
<i>Cooling Tower</i>	90	31	129.99

Fluida sekunder atau fluida kerja R134a memiliki titik didih - 11,73 °C mampu menghasilkan daya dari 5986 kW hingga 6624 kW pada rentang variasi temperatur *geothermal brine* dari 150 °C sampai 170 °C. Pada tabel 4.13, tabel 4.14, dan tabel 4.15 dapat dilihat bahwa pada state reinjeksi ke *reservoir*, brine masih memiliki potensi untuk termal. Hal ini disebabkan oleh fluida kerja yang digunakan sendiri memang memiliki karakteristik titik didih yang rendah. Meski demikian, rekayasa pemodelan tetap perlu

dilakukan untuk mengoptimalkan pemanfaatan dari kandungan panas yang dimiliki oleh *geothermal brine* tersebut.



**Gambar 4. 7** Grafik perbandingan fluida kerja

Pada gambar di atas, dapat dilihat grafik perbandingan antara ketiga fluida sekunder atau fluida kerja yang digunakan dalam penelitian ditinjau dari daya pada turbin yang dihasilkan pada proses pembangkitan. Dapat dilihat bahwa n-pentane merupakan fluida sekunder atau fluida kerja terbaik jika ditinjau dari daya turbin yang dihasilkan.

#### 4.3 Siklus Biner dengan *Pre Heater* (R134a)

Setelah dilakukan simulasi, diketahui bahwa *brine* yang telah digunakan untuk memansakan fluida sekunder masih memiliki panas yang potensial. Oleh karena itu, dapat digunakan model pembangkitan dengan menggunakan *pre heater* yang ditempatkan sebelum memasuki evaporator (*heat exchanger*). (Fathoni, R., 2013)

**Tabel 4. 16** Data Simulasi Siklus Biner Pre Heater (R134a)

<b>Daya Turbin</b>	<b>6862 kW</b>		
<b>State</b>	<b>P</b>	<b>T</b>	<b>h</b>
	<b>kPa</b>	<b>°C</b>	<b>kJ/kg</b>
<i>Brine</i>	980	150	632.49
R134a	2980	20.65	228.63
HE-Turbin	2977	100	453.59
Turbin-Cond	900	35.4	249.59
<i>Cooling Water</i>	100	31	130
<i>Reservoir</i>	975	113.4	497.5
<i>Cooling Tower</i>	90	21	88.18

Setelah dilakukan simulasi dengan model tambahan *pre heater*, maka dapat dilihat perbedaan dari daya yang dihasilkan oleh sistem. Rekayasa terhadap model ini dilakukan untuk mengoptimalkan pemanfaatan *geothermal brine* karena pada model sebelumnya potensi termal pada *geothermal brine* pada state reinjeksi masih cenderung besar sehingga masih bisa dimanfaatkan pada model ini untuk proses *preheating* fluida sekunder atau fluida kerja sebelum memasuki *evaporator* atau *heat exchanger*. Pada tabel 4.16 dapat dilihat terdapat peningkatan daya turbin yang dihasilkan menjadi 6862 kW yang sebelumnya 6064 kW pada siklus tanpa *preheater*. Dapat dilihat juga bahwa dengan proses *preheating*, *geothermal brine* dapat dimanfaatkan lebih optimal jika dilihat dari temperature



**Tabel 4. 17** Laju Eksergi Siklus Pre Heater (R134a)

State	P	T	h	s	$\dot{m}$	x	E
	kPa	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kJ/kgK	kg/s	kJ/kg	kW
0		17	71.42	0.253			
1	980	150	632.49	1.841	244.4	534.071	130526.855
2	975	113.4	497.5	1.938	244.38	397.435	97125.165
3	2977	100	453.59	1.747	100	158.07	15807
4	900	33.25	246.44	1.159	100	72.325	7232.496
5	100	31	130	0.45	98	38.88	3810.24
6	90	21	88.18	0.31	98	14.865	1456.746
7	2980	20.65	228.63	1.094	100	131.155	13115.450

**Tabel 4. 18** Rugi Eksergi Siklus Pre Heater (R134a)

Komponen	Rugi Eksergi
	kW
Heat Exchanger	30710.139
Turbin	2331.504
Kondensor	9585.991

Pada tabel 4.17 dapat dilihat laju eksergi dari siklus dengan model *preheater*. Pada table 4.18 dapat dilihat bahwa total rugi eksergi yang terjadi menjadi berkurang, hal ini dapat terjadi karena daya turbin yang dihasilkan lebih besar dari siklus sebelumnya yang tanpa *preheater* sehingga mempengaruhi rugi eksergi yang terjadi pada turbin.

#### 4.4 Analisis Termal Pembangkit

Dari data-data yang diperoleh dari simulasi, dilakukan analisis termal terhadap siklus pembangkitan.

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder R134a ( $150^{\circ}\text{C}$ ):

$$W_{\text{siklus}} = 6064 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{R134a}})} \\ &= \frac{6064 \text{ kW}}{(632.49 - 246.44) - (228.63)} \\ &= \frac{6064 \text{ kW}}{157.42} = 38.52 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_{\text{brine}} - h_{\text{R134a}}) \\ &= \dot{m}(632.49 - 228.63) \\ &= 38.52 \text{ kg/h} \times 403.86 = 15556.69 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_{\text{turbin-cond}} - h_{\text{R134a}}) \\ &= 38.52 \text{ kg/h}(264.44 - 228.63) \\ &= 38.52 \text{ kg/h} \times 35.81 = 1379.4 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder R134a (160 °C):

$$W_{\text{siklus}} = 6243 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{R134a}})} \\ &= \frac{6243 \text{ kW}}{(675.68 - 246.44) - (228.63)} \\ &= \frac{6243 \text{ kW}}{200.61} = 31.12 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_{\text{brine}} - h_{\text{R134a}}) \\ &= \dot{m}(675.68 - 228.63) \\ &= 31.12 \text{ kg/h} \times 429.24 = 13357.95 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_{\text{turbin-cond}} - h_{\text{R134a}}) \\
 &= 38.52 \text{ kg/h}(246.44 - 228.63) \\
 &= 31.12 \text{ kg/h} \times 17.81 = 554.25 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder R134a (170 °C):

$$W_{\text{siklus}} = 8260 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{R134a}})} \\
 &= \frac{8260 \text{ kW}}{(719.9 - 246.44) - (228.63)} \\
 &= \frac{8260 \text{ kW}}{244.83} = 33.74 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_{\text{brine}} - h_{\text{R134a}}) \\
 &= \dot{m}(719.9 - 228.63) \\
 &= 33.74 \text{ kg/h} \times 491.27 = 16575.45 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_{\text{turbin-cond}} - h_{\text{R134a}}) \\
 &= 33.74 \text{ kg/h}(246.44 - 228.63) \\
 &= 33.74 \text{ kg/h} \times 17.81 = 600.91 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder n-pentana (150 °C):

$$W_{\text{siklus}} = 12940 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{n-pentana}})} \\
 &= \frac{12940 \text{ kW}}{(632.49 - 232.4) - (226.41)} \\
 &= \frac{12940 \text{ kW}}{173.68} = 74.5 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_{brine} - h_{n-pentana}) \\ &= \dot{m}(632.49 - 226.41) \\ &= 74.5 \text{ kg/h} \times 406.08 = 30252.96 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_{turbin-cond} - h_{R134a}) \\ &= 74.5 \text{ kg/h}(232.4 - 226.41) \\ &= 74.5 \text{ kg/h} \times 5.99 = 446.255 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder R134a (170 °C):

$$W_{siklus} = 8260 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{siklus}}{(h_{brine} - h_{turbin-cond}) - (h_{R134a})} \\ &= \frac{8260 \text{ kW}}{(719.9 - 246.44) - (228.63)} \\ &= \frac{8260 \text{ kW}}{244.83} = 33.74 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_{brine} - h_{R134a}) \\ &= \dot{m}(719.9 - 228.63) \\ &= 33.74 \text{ kg/h} \times 491.27 = 16575.45 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_{turbin-cond} - h_{n-pentana}) \\ &= 33.74 \text{ kg/h}(246.44 - 228.63) \\ &= 33.74 \text{ kg/h} \times 17.81 = 600.91 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder n-pentana (160 °C):

$$W_{siklus} = 14980 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{n-pentana}})} \\ &= \frac{14980 \text{ kW}}{(675.68 - 232.4) - (226.41)} \\ &= \frac{14980 \text{ kW}}{216.87} = 69.07 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_{\text{brine}} - h_{\text{n-pentana}}) \\ &= \dot{m}(675.68 - 226.41) \\ &= 69.07 \text{ kg/h} \times 449.27 = 31031.08 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_{\text{turbin-cond}} - h_{\text{n-pentana}}) \\ &= 69.07 \text{ kg/h}(232.4 - 226.41) \\ &= 69.07 \text{ kg/h} \times 5.99 = 413.73 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder n-pentana (170 °C):

$$W_{\text{siklus}} = 17060 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{n-pentana}})} \\ &= \frac{17060 \text{ kW}}{(719.9 - 476.4) - (226.41)} \\ &= \frac{17060 \text{ kW}}{17.09} = 998.24 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_{\text{brine}} - h_{\text{n-pentana}}) \\ &= \dot{m}(719.9 - 226.41) \\ &= 998.24 \text{ kg/h} \times 493.49 = 492621.46 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_{\text{turbin-cond}} - h_{\text{n-pentana}}) \\ &= 998.24 \text{ kg/h}(232.4 - 226.41) \\ &= 998.24 \text{ kg/h} \times 5.99 = 5979.46 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder isobutana (150 °C):

$$W_{\text{siklus}} = 5986 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{isobutana}})} \\ &= \frac{5986 \text{ kW}}{(632.49 - 241.2) - (238.47)} \\ &= \frac{5986 \text{ kW}}{152.82} = 39.17 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_{\text{brine}} - h_{\text{isobutana}}) \\ &= \dot{m}(632.49 - 238.47) \\ &= 39.17 \text{ kg/h} \times 394.02 = 15433.76 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_{\text{turbin-cond}} - h_{\text{isobutana}}) \\ &= 39.17 \text{ kg/h}(241.2 - 238.47) \\ &= 39.17 \text{ kg/h} \times 2.73 = 106.93 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder isobutana (160 °C):

$$W_{\text{siklus}} = 6142 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{(h_{\text{brine}} - h_{\text{turbin-cond}}) - (h_{\text{isobutana}})} \\ &= \frac{6142 \text{ kW}}{(675.68 - 241.2) - (238.47)}\end{aligned}$$

$$= \frac{6142 \text{ kW}}{196.02} = 31.33 \text{ kg/h}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_{brine} - h_{isobutana}) \\ &= \dot{m}(675.68 - 238.47) \\ &= 31.33 \text{ kg/h} \times 437.21 = 13697.79 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_{turbin-cond} - h_{isobutana}) \\ &= 31.33 \text{ kg/h}(241.2 - 238.47) \\ &= 31.33 \text{ kg/h} \times 2.73 = 85.53 \text{ kW}\end{aligned}$$

Analisis termal pembangkit dengan fluida sekunder isobutana (170 °C):

$$W_{siklus} = 6624 \text{ kW}$$

Laju aliran massa vapor diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{W_{siklus}}{(h_{brine} - h_{turbin-cond}) - (h_{isobutana})} \\ &= \frac{6624 \text{ kW}}{(719.9 - 241.2) - (238.47)} \\ &= \frac{6624 \text{ kW}}{240.23} = 27.57 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

*Heat rate* dari yang digunakan untuk memindahkan panas dari sumber energi ke fluid kerja dihitung dengan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_{brine} - h_{isobutana}) \\ &= \dot{m}(719.9 - 238.47) \\ &= 27.57 \text{ kg/h} \times 481.43 = 13273.03 \text{ kW}\end{aligned}$$

Pada kondensor dihitung laju perpindahan kalor dari fluida kerja ke air pendingin (*cooling water*):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_{turbin-cond} - h_{isobutana}) \\ &= 27.57 \text{ kg/h}(241.2 - 238.47) \\ &= 27.57 \text{ kg/h} \times 2.73 = 75.27 \text{ kW}\end{aligned}$$

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil dari simulasi dan analisis data yang telah dilakukan, maka kesimpulan dari penelitian ini antara lain:

- a. Pemanfaatan dari *geothermal brine* dapat dilakukan dengan menggunakan siklus biner dan akan lebih optimal dengan siklus menggunakan *preheater*. Dengan menggunakan siklus *preheater* daya yang dihasilkan meningkat menjadi 6862 kW dari 6064 kW pada siklus tanpa *preheater*.
- b. Fluida kerja atau fluida sekunder yang paling baik jika ditinjau dari efisiensi eksergetik dan daya yang dihasilkan adalah fluida n-pentana dengan mampu menghasilkan daya hingga 17060 kW dengan efisiensi eksergetik hingga 68,7%.
- c. Dari analisis eksergi yang telah dilakukan, dapat dilihat bahwa rugi eksergi yang paling besar terjadi pada reinjeksi ke *reservoir*, hal ini dapat diminimalisir dengan menggunakan *preheater* sehingga panas yang dibuang terlebih dahulu dimanfaatkan untuk proses *preheating*

#### **5.2 Saran**

Dari penelitian yang telah dilakukan, saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya, antara lain:

- a. Kandungan-kandungan yang terdapat dalam *geothermal brine* sebaiknya dipertimbangkan untuk penelitian selanjutnya karena berpotensi untuk menimbulkan kerak silika pada komponen pembangkitan.
- b. Pemilihan fluida kerja sebaiknya tidak hanya ditinjau dari titik didihnya saja akan tetapi parameter-parameter lain seperti aspek pencemaran lingkungan, ekonomi, dan ketersediaan.

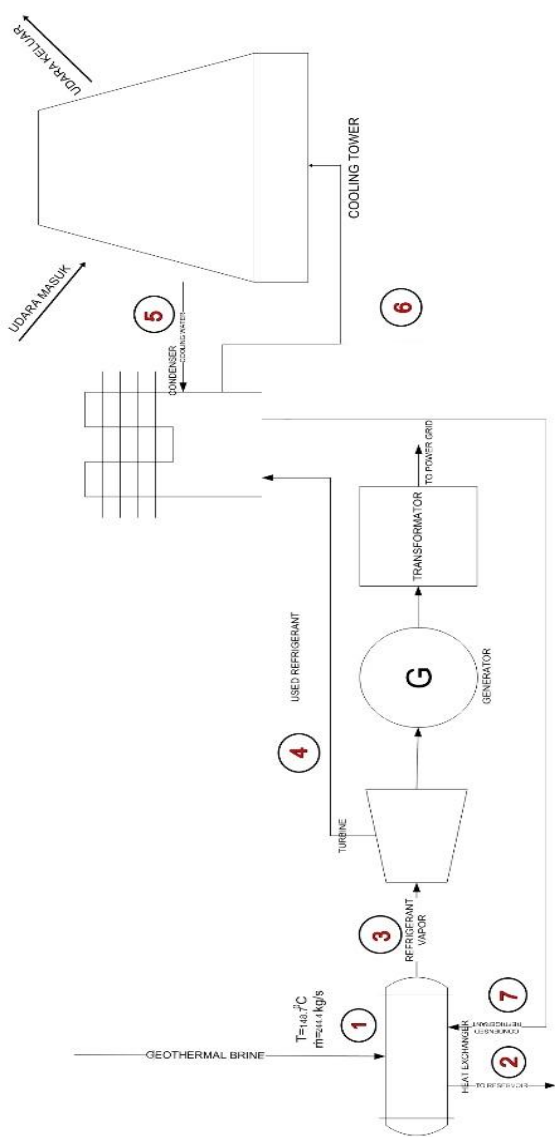
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- DiPippo, Ronald, 2008. "Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies, dan Environmental Impact".
- Fathoni, R, 2013. "Analisis Termal Siklus Rankine Organik pada Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi".
- Gargurevich, I., 2013. "Low Temperature Fluid Organic Rankine Cycle (ORC): Refrigerant Selection".
- Hetharia, M., 2013. "Analisis Energi, Eksergi, dan Termoekonomi Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU Merauke)".
- Kanoglu, M, 2002. "Exergy Analysis of a Dual-Level Binary Geothermal Power Plant".
- Maghiar, T., Antal, C., 2001. "Power Generation from Low-Enthalpy Geothermal Resources".
- Masdi, S., Nasruddin, 2014. "Analisis Exergy, Optimasi Exergoeconomic dengan Metode Multiobjective, dan Optimasi Steam Ejector pembangkit Listrik Tenaga panas Bumi Kamojang Unit 4".
- Pambudi, N., Itoi, R., Jalilinasrabad, S., Jaelani, K., 2013. "Exergy Analysis and Optimization of Dieng Single-Flash Geothermal Power Plant".
- Poernomo, A., Thamrin, MH., Pengembangan, S., 2009. "WKP Panasbumi Pertamina Untuk Mendukung Target Energy Mix Tahun 2025: Rencana, Tantangan dan Solusi, Dies Emas ITB. Sarasehan Nasional 'Mencari Solusi Untuk Bangsa'".
- Purwaningsih, F., Abdurrahman, G., 2016. "Geothermal Brine, From Waste to Alternative Thermal Energy Source".
- Saptadji, N., 2009. "Energi Panas Bumi (Geothermal Energy)".
- Setiawan, B, 2009. "Langkah-langkah untuk Mendorong Investasi Panas Bumi. Diskusi Panel: Pengembangan Energi Panas Bumi untuk Penyediaan Tenaga Listrik".

- Yildirim Özcan, N., 2010. “Modeling, Simulation, and Optimization of Flashed-Steam Geothermal Power Plants from The Point of View of Noncondensable Gas Removal Systems”.
- Zeyghami, M., 2015. “Performance Analysis and Binary Working Fluid Selection of Combined Flash-Binary Geothermal Cycle”.

LAMPIRAN



# 1. Perhitungan Detil Analisis Eksergi

Perhitungan Analisis Eksergi dalam penelitian ini menggunakan rumus 2.19 untuk perhitungan eksergi spesifik dan 2.20 untuk perhitungan laju eksergi.

## a. R134a

Titik	Input	Eksergi
1	$\dot{m}_1 = 244.4 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_1 = 675.68 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 1.942 \text{ kJ/kgK}$	$x_1 = h_1 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0))$ $= 575.545 \text{ kJ/kg}$  $E_1 = \dot{m}_1 \times x_1$ $= 140663.271 \text{ kW}$
2	$\dot{m}_2 = 244.38 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_2 = 582.33 \text{ kJ/kg}$ $s_2 = 1.721 \text{ kJ/kgK}$	$x_2 = h_2 - h_0 - (T_0 \times (s_2 - s_0))$ $= 485.956 \text{ kJ/kg}$  $E_2 = \dot{m}_2 \times x_2$ $= 118757.854 \text{ kW}$
3	$\dot{m}_3 = 100 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_3 = 468.15 \text{ kJ/kg}$ $s_3 = 1.786 \text{ kJ/kgK}$	$x_3 = h_3 - h_0 - (T_0 \times (s_3 - s_0))$ $= 151.530 \text{ kJ/kg}$  $E_3 = \dot{m}_3 \times x_3$ $= 15153 \text{ kW}$
4	$\dot{m}_4 = 100 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_4 = 246.44 \text{ kJ/kg}$ $s_4 = 1.159 \text{ kJ/kgK}$	$x_4 = h_4 - h_0 - (T_0 \times (s_4 - s_0))$ $= 49.776 \text{ kJ/kg}$  $E_4 = \dot{m}_4 \times x_4$ $= 4977.52 \text{ kW}$
5	$\dot{m}_5 = 98 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$	$x_5 = h_5 - h_0 - (T_0 \times (s_5 - s_0))$ $= 10.442 \text{ kJ/kg}$

	$h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_5 = 88.19 \text{ kJ/kg}$ $s_5 = 0.311 \text{ kJ/kgK}$	$E_5 = \dot{m}_5 \times x_5$ $= 1021.346 \text{ kW}$
6	$\dot{m}_6 = 98 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_6 = 129.99 \text{ kJ/kg}$ $s_6 = 0.450 \text{ kJ/kgK}$	$x_6 = h_6 - h_0 - (T_0 \times (s_6 - s_0))$ $= 52.003 \text{ kJ/kg}$  $E_6 = \dot{m}_6 \times x_6$ $= 5096.339 \text{ kW}$
7	$\dot{m}_7 = 244.4 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_7 = 421.8 \text{ kJ/kg}$ $s_7 = 1.094 \text{ kJ/kgK}$	$x_7 = h_7 - h_0 - (T_0 \times (s_7 - s_0))$ $= 332.730 \text{ kJ/kg}$  $E_7 = \dot{m}_7 \times x_7$ $= 33272.95 \text{ kW}$

b. n-pentane

Titik	Input	Eksergi
1	$\dot{m}_1 = 244.4 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_1 = 675.68 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 1.942 \text{ kJ/kgK}$	$x_1 = h_1 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0))$ $= 575.545 \text{ kJ/kg}$  $E_1 = \dot{m}_1 \times x_1$ $= 140663.271 \text{ kW}$
2	$\dot{m}_2 = 244.38 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_2 = 582.33 \text{ kJ/kg}$ $s_2 = 1.721 \text{ kJ/kgK}$	$x_2 = h_2 - h_0 - (T_0 \times (s_2 - s_0))$ $= 485.956 \text{ kJ/kg}$  $E_2 = \dot{m}_2 \times x_2$ $= 118757.854 \text{ kW}$

3	$\dot{m}_3 = 100 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_3 = 394.78 \text{ kJ/kg}$ $s_3 = 1.243 \text{ kJ/kgK}$	$x_3 = h_3 - h_0 - (T_0 \times (s_3 - s_0))$ $= 164.96 \text{ kJ/kg}$ $E_3 = \dot{m}_3 \times x_3$ $= 16496 \text{ kW}$
4	$\dot{m}_4 = 100 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_4 = 476.4 \text{ kJ/kg}$ $s_4 = 1.121 \text{ kJ/kgK}$	$x_4 = h_4 - h_0 - (T_0 \times (s_4 - s_0))$ $= 285.314 \text{ kJ/kg}$ $E_4 = \dot{m}_4 \times x_4$ $= 28531.448 \text{ kW}$
5	$\dot{m}_5 = 98 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_5 = 88.19 \text{ kJ/kg}$ $s_5 = 0.311 \text{ kJ/kgK}$	$x_5 = h_5 - h_0 - (T_0 \times (s_5 - s_0))$ $= 10.442 \text{ kJ/kg}$ $E_5 = \dot{m}_5 \times x_5$ $= 1021.346 \text{ kW}$
6	$\dot{m}_6 = 98 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_6 = 129.99 \text{ kJ/kg}$ $s_6 = 0.450 \text{ kJ/kgK}$	$x_6 = h_6 - h_0 - (T_0 \times (s_6 - s_0))$ $= 52.635 \text{ kJ/kg}$ $E_6 = \dot{m}_6 \times x_6$ $= 5158.272 \text{ kW}$
7	$\dot{m}_7 = 244.4 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_7 = 226.41 \text{ kJ/kg}$ $s_7 = 1.022 \text{ kJ/kgK}$	$x_7 = h_7 - h_0 - (T_0 \times (s_7 - s_0))$ $= 138.841 \text{ kJ/kg}$ $E_7 = \dot{m}_7 \times x_7$ $= 13884.1 \text{ kW}$



c. iso-butana

Titik	Input	Eksergi
1	$\dot{m}_1 = 244.4 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_1 = 675.68 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 1.942 \text{ kJ/kgK}$	$x_1 = h_1 - h_0 - (T_0 \times (s_1 - s_0))$ $= 575.545 \text{ kJ/kg}$  $E_1 = \dot{m}_1 \times x_1$ $= 140663.271 \text{ kW}$
2	$\dot{m}_2 = 244.38 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_2 = 582.33 \text{ kJ/kg}$ $s_2 = 1.721 \text{ kJ/kgK}$	$x_2 = h_2 - h_0 - (T_0 \times (s_2 - s_0))$ $= 485.956 \text{ kJ/kg}$  $E_2 = \dot{m}_2 \times x_2$ $= 118757.854 \text{ kW}$
3	$\dot{m}_3 = 100 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_3 = 401.29 \text{ kJ/kg}$ $s_3 = 1.513 \text{ kJ/kgK}$	$x_3 = h_3 - h_0 - (T_0 \times (s_3 - s_0))$ $= 128.238 \text{ kJ/kg}$  $E_3 = \dot{m}_3 \times x_3$ $= 12823.800 \text{ kW}$
4	$\dot{m}_4 = 100 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_4 = 241.2 \text{ kJ/kg}$ $s_4 = 1.159 \text{ kJ/kgK}$	$x_4 = h_4 - h_0 - (T_0 \times (s_4 - s_0))$ $= 44.536 \text{ kJ/kg}$  $E_4 = \dot{m}_4 \times x_4$ $= 4453.552 \text{ kW}$
5	$\dot{m}_5 = 98 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_5 = 88.19 \text{ kJ/kg}$ $s_5 = 0.311 \text{ kJ/kgK}$	$x_5 = h_5 - h_0 - (T_0 \times (s_5 - s_0))$ $= 10.442 \text{ kJ/kg}$  $E_5 = \dot{m}_5 \times x_5$ $= 1021.346 \text{ kW}$

6	$\dot{m}_6 = 98 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_6 = 129.99 \text{ kJ/kg}$ $s_6 = 0.450 \text{ kJ/kgK}$	$x_6 = h_6 - h_0 - (T_0 \times (s_6 - s_0))$ $= 52.635 \text{ kJ/kg}$  $E_6 = \dot{m}_6 \times x_6$ $= 5158.272 \text{ kW}$
7	$\dot{m}_7 = 244.4 \text{ kg/s}$ $T_0 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_0 = 71.42 \text{ kJ/kg}$ $s_0 = 0.253 \text{ kJ/kgK}$ $h_7 = 421.8 \text{ kJ/kg}$ $s_7 = 1.094 \text{ kJ/kgK}$	$x_7 = h_7 - h_0 - (T_0 \times (s_7 - s_0))$ $= 332.730 \text{ kJ/kg}$  $E_7 = \dot{m}_7 \times x_7$ $= 33272.950 \text{ kW}$

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Bandung, Jawa Barat pada 3 April 1995. Penulis menempuh pendidikan di TK Santo Agustinus pada tahun 1999-2001. Lulus jenjang pendidikan taman kanak-kanak, penulis melanjutkan pendidikannya di SD Santa Ursula Bandung hingga lulus pada tahun 2007. Setelah lulus pendidikan SD, penulis melanjutkan studi SMP di SMP Santa Ursula Bandung. Pada tahun 2010, penulis melanjutkan pendidikan pada jenjang sekolah menengah atas di SMAN 20 Bandung. Pada tahun 2013, penulis melanjutkan pendidikan perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember dan mengambil Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri. Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif di kegiatan kemahasiswaan di samping kesibukan di kegiatan akademik. Penulis pernah menjabat sebagai Kepala Departemen Event HMTF ITS 2015/2016, Sekretaris Jenderal KMK ITS 2015/2016, Ketua Pelaksana Engineering Physics Week (EPW) 2015, dan juga aktif di Society of Petroleum Engineers International SC. Penulis juga memiliki pengalaman *internship* di PT. Indonesia Power UPJP Kamojang, Kab. Bandung pada tahun 2017. Penulis yang memiliki hobi bermain musik dan olahraga bela diri ini dapat dihubungi melalui alamat email: [alloysius.a.sihombing@gmail.com](mailto:alloysius.a.sihombing@gmail.com).